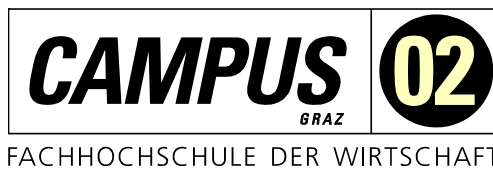


Masterarbeit

DYNAMISCHE KONDITIONIERANLAGE FÜR REAL-DRIVING-SIMULATION AM PRÜFSTAND

ausgeführt am



Fachhochschul-Masterstudiengang
Automatisierungstechnik-Wirtschaft

von

Ing. Oliver Probst, BSc.

1510322019

betreut und begutachtet von

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler

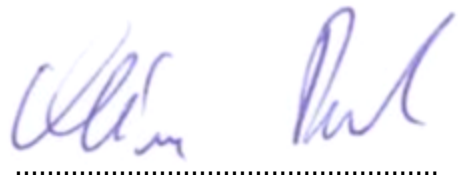
Graz, im Oktober 2016



.....
Unterschrift

EHRENWÖRTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre ehrenwörtlich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benützt und die benutzten Quellen wörtlich zitiert sowie inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.



Unterschrift

DANKSAGUNG

Ein großer Dank gilt der Firma **qpunkt GmbH**, welche mir die Möglichkeit gab, diese Masterarbeit zu realisieren und für die hervorragende Unterstützung bei der Bereitstellung und Finanzierung der nötigen Mittel zur realen Umsetzung des Prototyps.

Für die tatkräftige und kompetente Unterstützung bei der Erstellung und Umsetzung dieser Arbeit möchte ich mich des Weiteren bei folgenden Personen recht herzlich bedanken:

Bei meinem Betreuer seitens des Campus02, **Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Jörg EDLER**, der mir mit Rat zur Seite stand und sehr schnell Zeit für konstruktive Feedbacks sowie Fachwissen aufgebracht hat und mich somit sehr rasch, Stück für Stück näher zur Fertigstellung dieser Arbeit begleitete.

Bei meinem Betreuer im Unternehmen, **Herrn Dr.-Ing. Christoph BAUMHAKL**, Leiter der Entwicklung, der es mir ermöglicht hat, meine Arbeit über dieses interessante Thema zu schreiben.

Ebenso gilt ein großes Dankeschön **Herrn Dr. Gregor GREGORIC**, **Univ. Dipl.-Ing.**, **Herrn Ing. SCHADLER**, **Herrn FESSEL**, **Herrn SCHELCH** sowie dem gesamten **Team des Prototypenbaus** für die professionelle Unterstützung bei der praktischen Umsetzung der Konditionieranlage in den Bereichen Regelungstechnik, Konstruktion, Anlagenbau und Elektrotechnik.

Meiner Familie und vor allem meiner Freundin, Frau **Fabienne REITER, MA** möchte ich für die moralische Unterstützung bei der Umsetzung dieser Arbeit und für die Geduld besonders danken.

KURZFASSUNG

Durch immer strengere Regulierungen von Schadstoffemissionen, vor allem unter realen Betriebsbedingungen von Fahrzeugen, wird die Abbildung von realen Fahrzyklen auf verschiedensten Motoren- und Fahrzeugprüfständen immer essentieller. Reale Fahrzyklen bedingen jedoch eine dynamische Anpassung der Parameter und Testgrößen. Dabei ist die Temperatur des Motors ein wesentlicher Parameter, welcher mit konventionellen, am Markt verfügbaren Anlagen, nicht dynamisch geregelt werden kann und somit keine realitätsnahen Bedingungen bereitgestellt werden können.

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Entwicklung eines Konditioniersystems, welches eine dynamische Regelung der Testtemperatur ermöglicht, wodurch realitätsnahe Betriebszustände geschaffen werden können. Dieses soll so ausgelegt sein, dass verschiedene Leistungsstufen skalierbar sind, ohne große Änderungen an der Konstruktion vornehmen zu müssen. Ein weiteres Ziel war es, durch einen Prototyp, wesentliche Parameter erfassen zu können, welche in weiterer Folge als Grundlage für ein Regelungsmodell herangezogen werden können.

Im ersten Schritt wurden die wichtigsten Grundlagen erarbeitet, gefolgt von der Entwicklung möglicher Konzepte. Nach der Definition von Bewertungskriterien wurde ein Konzept weiterverfolgt. Um einen Prototyp realisieren zu können, wurden mögliche Komponenten analysiert und berechnet, ein 3D Modell konstruiert und anschließend gefertigt.

Das Ergebnis der Arbeit ist das Konzept einer dynamischen, kostengünstigen und skalierbaren Konditionieranlage, woraus in weiterer Folge ein Prototyp entstanden ist.

Dieser Prototyp dient den Regelungsexperten als reales Modell, um optimale Regelungsstrategien und eine Auto-Tune Funktion erproben zu können sowie als Basis für die Weiterentwicklung zur Kleinserie.

ABSTRACT

As regulations for exhaust emissions, especially in real operating conditions of vehicles, are currently getting ever stricter, the emulation of real driving- simulation on engine and vehicles test benches becomes more essential. Real driving cycles require a dynamic adjustment of parameters and test statistics. An essential parameter is the temperature of the engine coolant, which cannot be controlled dynamically by available systems on the market. Therefore, real conditions are not possible.

The aim of this master thesis was the development of such a conditioning system, which allows a dynamic control of the test temperature with the result of creating realistic operating states. This conditioning system should be able to scale different performance levels without major changes of the construction. Another aim was to record essential parameters by developing a prototype, which is subsequently used as a basis for a regulatory model.

The first step was to work out the technical principles. Then suitable concepts were developed. After defining the evaluation criteria, one concept was pursued. To build a prototype, possible components were analyzed and calculated. A 3D model was designed and manufactured.

The result of this study was the development of a dynamic, cost-efficient and scalable conditioning plant from which a prototype was developed.

This prototype serves as a real model for the controller specialists, to test optimal control strategies and an auto-tune function and creates a basis for further development of small series production.

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung	1
1.1	Ausgangssituation	1
1.2	Aufgabenstellung	1
1.3	Ziel	1
2	Grundlagen	2
2.1	Allgemeine Einführung zur Hydraulik	2
2.1.1	Hydrostatik	2
2.1.2	Hydrodynamik	3
2.1.3	Druckverluste	5
2.1.4	Strömungswiderstände	6
2.1.4.1	Gerade Rohrleitungen	6
2.1.4.2	Ventile und Drosseln	8
2.1.4.3	Knieelemente	8
2.1.5	Druckerzeugung	9
2.1.5.1	Arten von Pumpen	9
2.2	Allgemeine Einführung in die Wärmeübertragung	11
2.2.1	Wärmeleitung	11
2.2.2	Konvektion	12
2.2.3	Wärmestrahlung	15
2.3	Apparate zur Wärmeübertragung	16
2.3.1	Gleichstromprinzip	17
2.3.2	Gegenstrom	17
2.3.3	Gleichstrom vs. Gegenstrom	18
2.3.4	Bauarten von Wärmetauschern	19
2.3.4.1	Rohrbündelwärmetauscher	20
2.3.4.2	Doppelrohrwärmetauscher	20
2.3.4.3	Spiralwärmetauscher	21
2.3.4.4	Plattenwärmetauscher	21
2.4	Regelungsstrategien für dynamische Regelung von Flüssigkeitskreisläufen	22
2.4.1	Was bedeutet Regeln / Steuern	23
2.4.2	Typisierung von Reglern	24
2.4.2.1	Unstetige Regler	25
2.4.2.2	Stetige Regler	26
2.4.3	Regelparameter	27
2.4.4	Arten von Temperaturregelung	29
3	Konzepte für den Fluidkreislauf	31
3.1	Konzept 1	36
3.2	Konzept 2	37

Inhaltsverzeichnis

3.3	Konzept 3	38
3.3.1	Konzept 3.1	39
3.3.2	Konzept 3.1.1	40
3.3.3	Konzept 3.2	41
3.3.4	Konzept 3.3	42
3.4	Konzept 4	43
3.5	Konzept 5	44
3.6	Konzept 6	45
3.7	Konzept 6.1.....	46
3.8	Bewertung und Auswahl eines geeigneten Konzeptes	47
3.9	Detailliertes Konzept.....	47
4	Konstruktion eines Prototyps	50
4.1	Anforderungen	50
4.2	Komponenten und rechnerische Auslegung	51
4.2.1	Heizelemente	52
4.2.2	Leitungen	53
4.2.3	Verbindungselemente und Schmutzfänger.....	55
4.2.4	Wärmetauscher	56
4.2.5	Mischventile.....	57
4.2.6	Sensoren.....	58
4.2.7	Förderelemente	60
4.2.8	Durchgangsventil	62
4.2.9	Betriebsluftversorgung.....	63
4.3	Konstruktion des Prototyps.....	64
4.3.1	Bedienerfrontblech	65
4.3.2	Heizelement	66
4.3.3	Ausgleichsbehälter.....	67
4.3.4	Messstellen	69
4.4	Steuerung und Hardware	70
5	Realisierung Prototyp	71
5.1	Schaltschrank	71
5.2	Software	72
5.3	Realer Aufbau	74
5.4	Regelung	75
5.4.1	Sprungantwort	75
5.4.2	Ventilkennlinie	77
5.5	Praxisorientierte Verifizierung	79
5.5.1	Rampenfahrt.....	79
5.5.2	Sprünge	81
5.5.3	Ohne Zirkulationsleitung	82
5.5.4	Mit Zirkulationsleitungen	83

Inhaltsverzeichnis

6	Zusammenfassung und Ausblick	84
6.1	Zusammenfassung der Ergebnisse	84
6.2	Ausblick	85
6.3	Persönliches Resümee	87
	Literaturverzeichnis	88
	Abbildungsverzeichnis	91
	Tabellenverzeichnis	94
	Anhang 1: Datenblätter Glykosol	96
	Anhang 2: Systemkomponenten	105

1 EINLEITUNG

1.1 Ausgangssituation

Die vorliegende Arbeit wurde in Zusammenarbeit mit dem Unternehmen qpunkt GmbH umgesetzt. Das Unternehmen ist ein innovativer Engineering-Dienstleister mit Hauptsitz in Hart bei Graz. Das Portfolio reicht von der Vorentwicklung bis hin zur Serienbetreuung. Das Unternehmen ist auf Engineering, Simulation, Komponententests und den Prüfstandbau im Automotive-Bereich spezialisiert.

Durch immer strengere Regulierungen von Schadstoffemissionen, vor allem unter realen Betriebsbedingungen von Fahrzeugen, wird die Abbildung von realen Fahrzyklen auf verschiedensten Motoren- und Fahrzeugprüfständen immer essentieller. Reale Fahrzyklen bedingen jedoch eine dynamische Anpassung der Parameter und Testgrößen. Dabei ist die Temperatur der Motorkühlung ein wesentlicher Parameter, welcher mit konventionellen, am Markt verfügbaren Anlagen, nur bedingt dynamisch geregelt werden kann und somit keine realitätsnahen Bedingungen bereiteten werden können.

1.2 Aufgabenstellung

Im Zuge dieser Arbeit werden daher wesentliche Schritte zur Entwicklung einer dynamischen Konditionieranlage durchgeführt.

Untersuchungsinteresse ist die Entwicklung eines Konditioniersystems, welches eine dynamische Regelung der Testtemperatur ermöglicht, wodurch realitätsnahe Betriebszustände geschaffen werden können. Die Schritte in der Entwicklung, welche im Zuge dieser Arbeit erfolgen sind:

- Analyse der Anforderungen, Definition der Dynamikanforderungen anhand von realen Lastzyklen.
- Erarbeitung von Konzepten/Layouts für einen dynamischen Regelbetrieb in Abstimmung mit den Spezialisten für Regelungsentwicklung.
- Auswahl von möglichen Bauteilen und Konstruktion eines Prototyps.
- Inbetriebnahme und Test eines Prototyps inkl. Weiterentwicklung der Regelung.

1.3 Ziel

Ziel der Arbeit ist die Erarbeitung eines Konzepts für den Aufbau einer dynamischen Konditionieranlage.

Dieses Konzept soll anhand eines Prototyps validiert werden. Ein weiteres Ziel ist es, wesentliche Parameter vom Prototyp zu erfassen, welche als Grundlage für ein Regelungsmodell herangezogen werden kann.

2 GRUNDLAGEN

In folgendem Kapitel werden die wichtigsten Grundlagen, welche für die weitere Arbeit benötigt werden, erarbeitet. Hier werden grundlegende Hydraulikkenntnisse, welche zur Auslegung eines Fluidkreislaufes benötigt werden, erworben. Des Weiteren werden Grundlagen zur Wärmeübertragung sowie zur Regelungstechnik ausgearbeitet.

2.1 Allgemeine Einführung zur Hydraulik

Hydraulik vom griechischen „hydro“ für Wasser und „aulus“ für Rohr, ist die Lehre der Flüssigkeiten und befasst sich mit deren Energie- und Signalübertragung in Rohren und Kanälen. Diese wird in die Hydrostatik - die Energieübertragung durch ruhende Flüssigkeiten und in die Hydrodynamik - die Energieübertragung durch strömende Flüssigkeiten, eingeteilt.¹

Die Hauptaufgabe einer Hydraulikflüssigkeit ist es, die hydraulische Energie zu übertragen. Weitere Funktionen sind beispielsweise der Wärmetransport in Kühl- oder Heizungsanlagen, der Korrosionsschutz sowie die Schmierung von Bauteilen. Die Viskosität oder auch Zähflüssigkeit einer Flüssigkeit ist ein wichtiges Maß für die innere Reibung von der die Dynamik und der Wirkungsgrad eines Systems abhängig sind. Die Viskosität nimmt mit zunehmender Temperatur ab vice versa nimmt die Viskosität mit zunehmendem Druck zu. Bei einem Temperaturanstieg kommt es ebenso zu einer Vergrößerung des Fluidvolumens. Bei einem Temperaturanstieg von 10 °K nimmt das Volumen um ca. 0,65 % zu, welches in einem geschlossenen System zu einer Druckerhöhung führt. Ebenso führt eine Druckerhöhung in einem geschlossenen System zu einer Reduktion des Fluidvolumens.²

Daraus resultierend muss in einem geschlossenen System ein Ausgleichsgefäß installiert sein, um ein Schwanken des Volumens durch Druck- und Temperaturunterschiede kompensieren zu können.

2.1.1 Hydrostatik

Wirkt eine Kraft F normal auf eine Fläche A , so entsteht ein Druck p , welcher laut dem Gesetz von Pascal im gesamten System gleich ist.

$$p = \frac{F}{A}$$

Formel 2.1

Größe	Einheit	Bezeichnung
p	Pa	Druck
F	N	Kraft
A	m ²	Fläche

Wird die Schwerkraft in einem System berücksichtigt, so wird vom hydrostatischen Druck gesprochen, welcher von der Flüssigkeitshöhe und der Dichte der Flüssigkeit abhängt. Diese Berücksichtigung ist besonders wichtig, wenn in einem System sehr große Höhenunterschiede herrschen.³

¹ Vgl. HAWE Hydraulik SE (2016), Online-Quelle [29.08.2016].

² Vgl. Schmid (2009), S.155.

³ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 40.

$$p_{stat} = p + \rho \cdot g \cdot h$$

Formel 2.2

Größe	Einheit	Bezeichnung
ρ	kg/m ³	Dichte
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe

2.1.2 Hydrodynamik

Bei einer strömenden Flüssigkeit geschieht immer ein Massentransport. Wird ein Querschnitt A einer Leitung in einem Zeitabschnitt dt durch die Masse dm durchströmt, so gilt Folgendes: ⁴

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho \frac{dV}{dt}$$

Formel 2.3

Größe	Einheit	Bezeichnung
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
m	kg	Masse
V	m ³	Volumen
t	s	Zeit

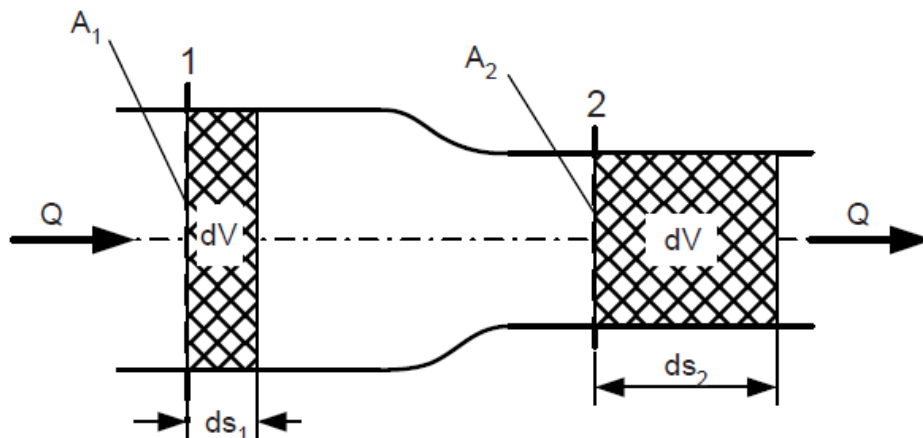


Abb. 1: Strömung durch eine Leitung mit veränderlichem Querschnitt, Quelle: Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 44.

Wird angenommen, dass eine Hydraulikflüssigkeit annähernd ein inkompressibles Medium ist und sich somit die Dichte nicht verändert, so gilt: ⁵

$$\dot{V} = Q = \frac{dV}{dt} = \frac{A \cdot \Delta l}{\Delta t} = A \cdot v$$

Formel 2.4

Größe	Einheit	Bezeichnung
$\dot{V}, Q$	m ³ /s	Volumenstrom
l	m	Länge
v	m/s	Geschwindigkeit

⁴ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S.44.

⁵ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S.45.

Grundlagen

Der Volumenstrom $\dot{V}$ ergibt sich somit aus der Querschnittsfläche A und der Strömungsgeschwindigkeit v . Ebenso ist aus der Formel 2.4 abzuleiten, dass bei einer Verkleinerung des Querschnittes A die Strömungsgeschwindigkeit v steigt und umgekehrt.

Laut Bernoulli gilt, dass die Summe aus dem dynamischen (Staudruck) und statischen Druck konstant ist.⁶

			Bezeichnung
$\frac{1}{2} \rho \cdot v^2 + p + \rho \cdot g \cdot h = \text{konstant}$	Formel 2.5	$\frac{1}{2} \rho \cdot v^2$	Staudruck
		$p + \rho \cdot g \cdot h$	statischer Druck

Hat ein Fluidkreislauf nur einen geringen Höhenunterschied, so kann der Schweredruck vernachlässigt werden. Für eine reibungsfreie Strömung, wie in Abb. 2 dargestellt, ergibt die Bernoulli Gleichung für die Querschnitte 1 und 2 folgende Gleichung:⁷

$$\frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 + p_2 \quad \text{Formel 2.6}$$

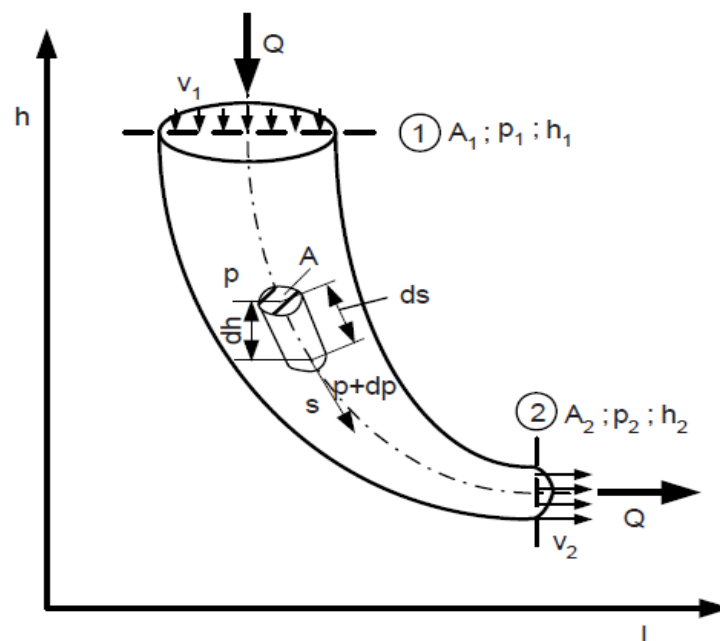


Abb. 2: Stationäre reibungsfreie Strömung bei veränderlichem Querschnitt, Quelle: Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 46.

Mit Formel 2.6 kann der statische Druck in hydraulischen Bauteilen, welche eine Querschnittsveränderung haben, berechnet werden. Für den Druck im Querschnitt 2 gilt:

$$p_2 = p_1 - \frac{1}{2} \rho \cdot \dot{V}^2 \left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right) \quad \text{Formel 2.7}$$

⁶ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S.47.

⁷ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S.48.

Dies bedeutet, dass bei Erhöhung des Volumenstroms $\dot{V}$, der statische Druck p_2 sinkt. Wird in einem Hydrauliksystem die Reibung berücksichtigt, so wird die Bernoulli Gleichung durch Addition des Druckverlustes, welcher zwischen den Punkten 1 und 2 in Abb. 2 auftritt, erweitert und es gilt Folgendes: ⁸

$$\frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 + p_2 + \Delta p \quad \text{Formel 2.8}$$

2.1.3 Druckverluste

Ändert sich der Strömungsquerschnitt nicht oder ist der Eintrittsquerschnitt gleich groß wie dieser am Austritt, so sind die Strömungsgeschwindigkeiten v_1 und v_2 gleich groß. Laut der Formel 2.8 ist die Druckänderung zwischen p_1 und p_2 somit gleich wie der Druckverlust und es gilt:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \cdot \zeta = \frac{1}{2} \rho \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^2} \cdot \zeta$$

Formel 2.9

Größe	Einheit	Bezeichnung
ζ		Zetawert

Ändert sich jedoch der Strömungsquerschnitt auf unterschiedliche Größen, so ist der Druckverlust nicht gleich groß wie die Druckänderung zwischen p_1 und p_2 . Dies ergibt sich aus der sich ändernden mittleren Strömungsgeschwindigkeit und der Änderung des Staudrucks. Wird der Querschnitt A in Strömungsrichtung kleiner, so steigt die Strömungsgeschwindigkeit und der Staudruck steigt. Es gilt Folgendes: ⁹

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \cdot v_{1,2}^2 \cdot \zeta_{1,2} = \frac{1}{2} \rho \cdot v_{1,2}^2 \cdot \frac{\dot{V}^2}{A_{1,2}^2}$$

Formel 2.10

Der Zetawert ist eine variable Größe und hängt von dem Volumenstrom $\dot{V}$ respektive der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und der Viskosität des Fluides ab und wird als Funktion der Reynoldszahl Re dargestellt. ¹⁰

$$Re = \frac{v \cdot d_h \cdot \rho}{\eta}$$

Formel 2.11

Größe	Einheit	Bezeichnung
Re		Reynoldszahl
d_h	m	hydl. Durchmesser
η	Pa · s	dynam. Viskosität

⁸ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 49.

⁹ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 54 - 55.

¹⁰ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 55.

Die Funktion $\zeta = f(Re)$ wird Widerstandscharakteristik genannt. Diese wird als Diagramm oder Gleichung dargestellt. Für Strömungswiderstände mit einem komplexen Verlauf, wie zum Beispiel Wegeventile oder Drosselventile, muss der Zetawert durch Experimente bestimmt und als Funktion der Reynoldszahl abgebildet werden. Dabei gilt: ¹¹

$$\zeta = \Delta p \frac{2}{\rho} \cdot \frac{A^2}{\dot{V}^2}$$

Formel 2.12

2.1.4 Strömungswiderstände

Im Fall eines Hydraulikkreislaufes für eine Konditionieranlage gibt es drei Hauptwiderstände im System, die es näher zu betrachten gilt:

- gerade Rohre
- Ventile und Drosseln
- Rohrkrümmungen

2.1.4.1 Gerade Rohrleitungen

Gerade Rohrleitungen sind Widerstände, die ihren Durchmesser nicht ändern und deren Fläche meist eine Kreisform aufweist. Die Widerstände ergeben sich aus der Wandrauigkeit und der Viskosität des Fluides. Der Zetawert wird daher mit der Länge des Rohres und dessen Durchmesser berechnet. Es gilt: ¹²

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d_h}$$

Formel 2.13

Größe	Einheit	Bezeichnung
λ		Rohrreibungsbeiwert

Der Rohrreibungsbeiwert hängt von der Reynoldszahl und zwei Konstanten ab, welche durch die Querschnittsform und den Strömungswiderstand bestimmt werden und es gilt: ¹³

$$\lambda = \frac{c_1}{Re^{c_2}}$$

Formel 2.14

¹¹ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 56.

¹² Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 57.

¹³ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 57.

Wie in Abb. 3 dargestellt, kann bei der Fließgeschwindigkeit von einem Fluid zwischen zwei Strömungsarten unterschieden werden.¹⁴

- Laminare Strömung: langsame Fließgeschwindigkeit und glatte Rohre $\rightarrow Re < 2320$
 - $c_1 = 64$
 - $c_2 = 1$
- Turbulente Strömung: hohe Fließgeschwindigkeit und größerer Druckabfall $\rightarrow Re \geq 2320$
 - $c_1 = 0,3164$
 - $c_2 = 0,25$

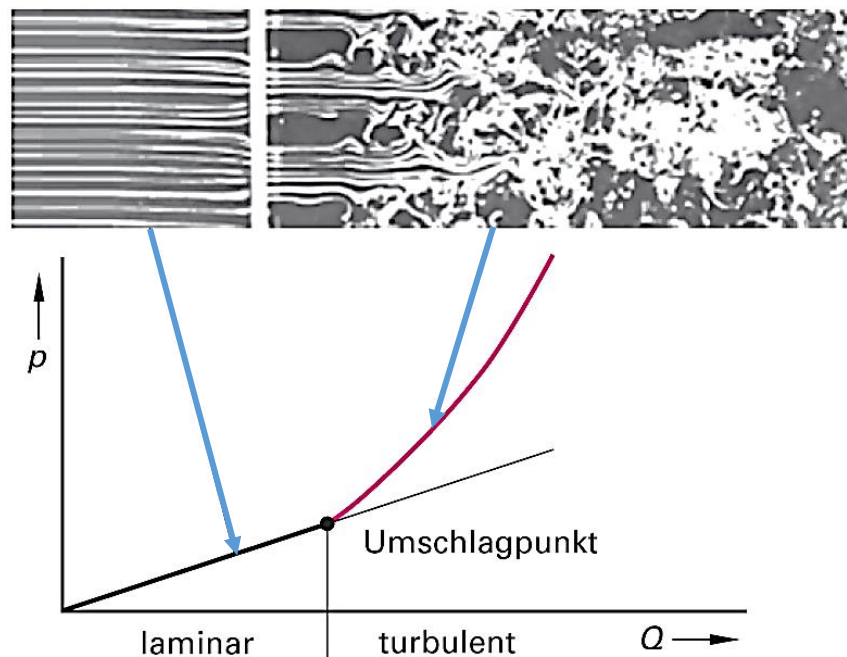


Abb. 3: Laminare und turbulente Strömung, Quelle: Schmid (2010), S. 154 (leicht modifiziert).

Ist die Strömungsgeschwindigkeit, zum Beispiel durch eine Querschnittsverengung, hoch, so sinkt der statische Druck und die Druckdifferenz wird so groß, dass die Flüssigkeit aufreißt und sich kleine Dampfblasen bilden, welche so schnell wachsen, bis diese instabil werden und zusammenstürzen. Dadurch können Zerstörungen an den angrenzenden Wänden entstehen, welche Kavitation genannt werden. Dies gilt es zu verhindern, da die Lebensdauer einer Anlage dadurch eklatant minimiert werden kann.¹⁵

¹⁴ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 57.

¹⁵ Vgl. Schmid (2009), S.154.

2.1.4.2 Ventile und Drosseln

Ventile und Drosseln sind Widerstände in einem Hydrauliksystem, in welchen der Eingangs- und der Ausgangedurchmesser meist ident sind. Diese können mit der Formel 2.9 und dem Zetawert ζ , oder dem K_v -Wert, welche aus den Herstellerdatenblättern entnommen werden können, berechnet werden. Bei nicht metrischen Systemen wird ein C_v -Wert angegeben welcher das 1,16- fache des K_v - Wertes ist.¹⁶

Der K_v - Wert dient der Dimensionierung und Auslegung von Ventilen und ist ein Maß für den Durchsatz eines Gases oder einer Flüssigkeit, welcher durch ein Ventil strömt. Dieser entspricht dem Wasserdurchfluss durch ein Ventil, bei einer Druckdifferenz von 1 bar. Die Wassertemperatur hat dabei 5 °C bis 30 °C. Anhand des K_v - Wertes kann der Druckverlust von einem Ventil ermittelt werden.¹⁷

Da bei Ventilen der K_v - Wert angegeben ist, muss der Druckverlust über folgende Formel berechnet werden.

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{100000 \text{ Pa} \cdot \rho}{\Delta p \cdot 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^3}}$$

Formel 2.15

Größe	Einheit	Bezeichnung
K_v	m^3/h	Durchflussfaktor

2.1.4.3 Knieelemente

Knieelemente sind Krümmungen mit einem Winkel von 90°, welche einen Umlenkverlust durch Querströmungen und Strahlablösungen hervorrufen. Der Zetawert ζ kann aus der Abb. 4 entnommen werden.¹⁸

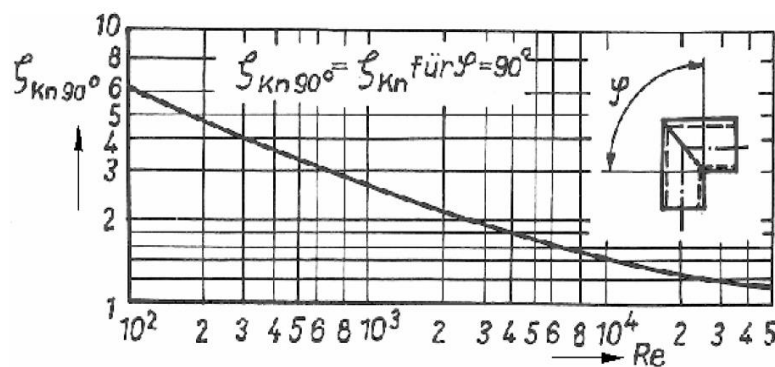


Abb. 4: Widerstandscharakteristik von Knieelementen, Quelle: Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 65.

¹⁶ Vgl. Matthies/Renius (2008), S. 53.

¹⁷ Vgl. Schweizer (2016), Online-Quelle [20.11.2016]

¹⁸ Vgl. Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 64.

2.1.5 Druckerzeugung

Um die mechanische Energie in Hydraulikflüssigkeiten zu übertragen, muss diese durch ständiges Verdrängen des Fluides aus der Saugseite in die Druckleitung gebracht werden.¹⁹

2.1.5.1 Arten von Pumpen

Es werden zwei Grundprinzipien von Pumpen unterschieden:²⁰

- Verdrängerpumpe
- Strömungspumpe (Kreiselpumpe)

Bei Verdrängerpumpen wird das Medium mittels eines Kolbens oder einer Membran aus dem Arbeitsraum verdrängt. Da Flüssigkeiten im Gegensatz zu Gasen nahezu inkompressibel sind, kann davon ausgegangen werden, dass das geförderte Volumen direkt dem Volumen des Verdränger- Arbeitsraums entspricht. Verdrängerpumpen arbeiten nicht pulsationsfrei, was bedeutet, dass es einen oszillierenden Saug- und Druckarbeitszyklus gibt. Rotierende Verdrängerpumpen arbeiten aufgrund der Bauweise weitgehend pulsationsfrei. Es besteht ein direkter Zusammenhang zwischen der Drehzahl und dem Förderstrom Q .²¹

Wie in Abb. 5 dargestellt, werden die Kennlinien dreier Arten von Pumpen unterschieden. Linie 1 stellt eine Kreiselpumpe dar. Mit zunehmendem Volumenstrom sinkt die Förderhöhe H . Bei der Drehkolbenpumpe, repräsentiert durch die Linie 2 und der Hubkolbenpumpe, gezeigt durch die Linie 3, ist deutlich zu erkennen, dass der Förderstrom fast völlig unabhängig von der Förderhöhe, konstant bleibt.²²

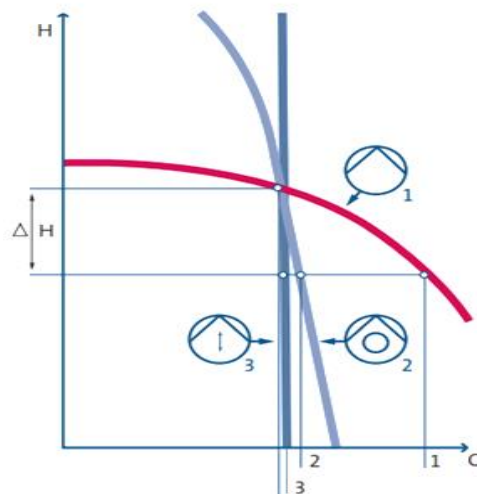


Abb. 5: Typische Verhältnisse zwischen Förderstrom und Förderhöhe bei drei Pumpentypen, Quelle: Grundfos (2016), Online-Quelle [01.09.2016] (leicht modifiziert).

¹⁹ Vgl. Schmid (2010), S. 120.

²⁰ Vgl. Grundfos (2016), Online-Quelle [01.09.2016], S. 24.

²¹ Vgl. Grundfos (2016), Online-Quelle [01.09.2016], S. 24.

²² Vgl. Grundfos (2016), Online-Quelle [01.09.2016]

Die Kreiselpumpe ist heutzutage die am häufigsten verwendete Pumpenart. Das Medium wird hierbei zur Laufradnarbe geführt. Durch die Fliehkraft entstehen Strömungen im Pumpengehäuse, welche nach außen drücken und dadurch eine Druckerhöhung bewirken. Ein Beispiel aus dem täglichen Leben wäre der morgendliche Kaffee. Wird dieser in einer Tasse mit einem Löffel zum Rotieren gebracht, so wird die Flüssigkeit am Rand nach oben steigen. Es besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Drehzahl, Laufraddurchmesser und Förderhöhe.²³

Die Drehzahl eines Asynchronmotors hängt in erster Linie von der Versorgungsspannung, der Netzfrequenz und der Polpaarzahl ab. Um die Drehzahl zu ändern, muss zumindest eine dieser Komponenten verändert werden. Während des Betriebs die Polpaarzahl des Motors zu ändern, ist nur bedingt möglich. Daher kann eine Beeinflussung nur durch die Größen Frequenz und Spannung geschehen. Wird in der heutigen Zeit eine einstellbare Fördermenge benötigt, so geschieht dies meist durch den Einsatz sogenannter Frequenzumformer. Diese werden in die elektrische Zuleitung des Motors für die Pumpe eingebaut und beeinflussen diese zwei Parameter, wodurch es möglich ist, Motoren in einem breiten Bereich drehzahl geregelt an die aktuell benötigte Antriebsleistung der Pumpe anzupassen.²⁴

Durch Änderung der Drehzahl des Pumpenmotors kann die Kennlinie und somit der Arbeitspunkt der Pumpe, auf einfache Art und Weise, verschoben werden. Somit ist es möglich, den Förderstrom variabel zu beeinflussen. In der Abb. 6 ist der Verschiebung der Kennlinie bei einer Reduktion der Frequenz und Spannung von 100 % auf bis zu 25 % dargestellt. Ebenso ist ersichtlich, dass die Leistung des Motors durch die Reduktion kleiner wird.²⁵

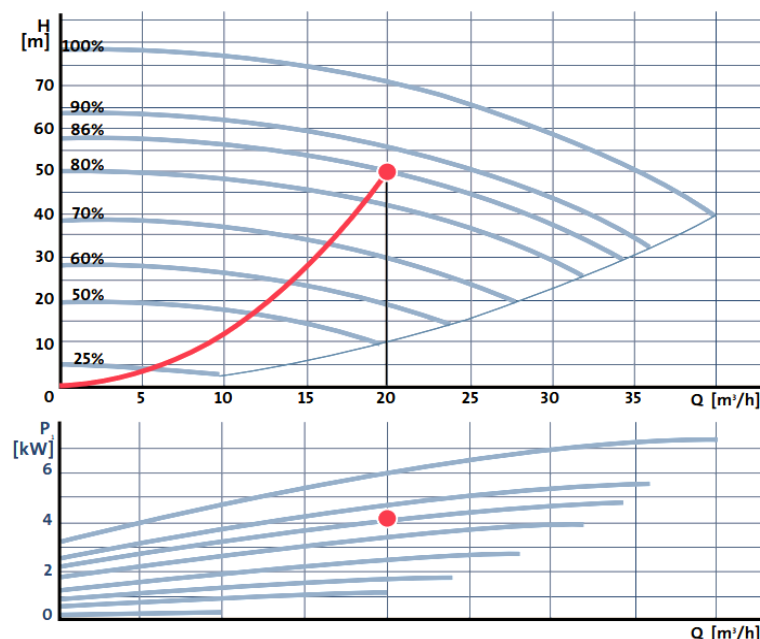


Abb. 6: Kennlinie einer drehzahl geregelten Pumpe, Quelle: Grundfos (2016), Online-Quelle [01.09.2016] (leicht modifiziert).

²³ Vgl. PTK Pumpen (2016), Online-Quelle [01.09.2016]

²⁴ Vgl. Schmid (2010), S. 58.

²⁵ Vgl. Grundfos (2016), Online-Quelle [01.09.2016], S. 119.

2.2 Allgemeine Einführung in die Wärmeübertragung

Die Wärmeübertragung erfolgt im Allgemeinen immer bei einem Temperaturunterschied von einem Körper mit höherer Temperatur auf einen Körper mit einer niedrigeren Temperatur und kann in folgende Kategorien eingeteilt werden, wobei in der Technik meist alle drei Kategorien zusammenwirken:²⁶

- Wärmeleitung – in festen oder in unbewegten gasförmigen und flüssigen Körpern, wobei kinetische Energie von einem Molekül oder Elementarteilchen auf seine Nachbarn übertragen wird
- Konvektion – in bewegten gasförmigen oder flüssigen Körpern
- Wärmestrahlung – ohne materielle Träger, durch elektromagnetische Wellen

2.2.1 Wärmeleitung

Unter Wärmeleitung wird das Ausbreiten der Wärme innerhalb eines Körpers verstanden. Die Energie wird durch das Schwingen und Aneinanderstoßen der Moleküle von Teilchen zu Teilchen weitergegeben.²⁷

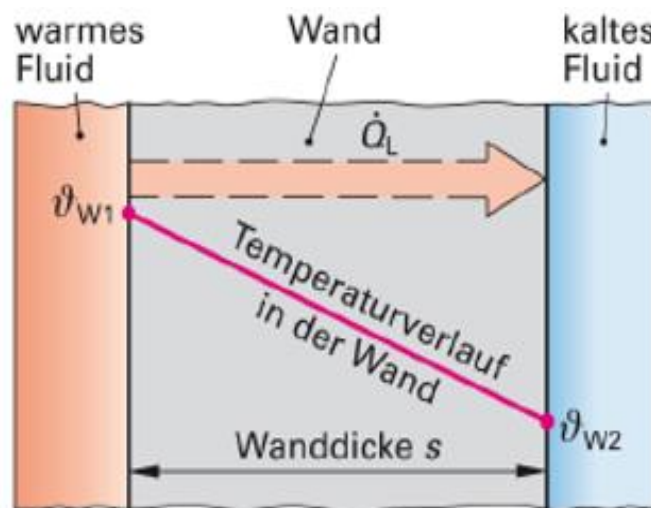


Abb. 7: Temperaturverlauf in einer Wand, Quelle: Gamse (Hrsg.) (2014), S. 27.

Der Wärmestrom $\dot{Q}$, welcher durch eine Wand fließt, berechnet sich wie folgt:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot \Delta T$$

Formel 2.16

Größe	Einheit	Bezeichnung
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
s	m	Wanddicke
λ	W/ m · K	Wärmeleitfähigkeit

Wie aus der Formel 2.16 abzuleiten, hängt der Wärmestrom $\dot{Q}$ von der Größe der Fläche A , der Wanddicke s , von der Temperaturdifferenz ΔT ²⁸ und der Wärmeleitfähigkeit λ des Materials ab.

²⁶ Vgl. Grote/Feldhusen (2011), S. D 28.

²⁷ Vgl. Labuhn/Romberg (2007), S. 146.

²⁸ Die Celsius Temperatur ist äquivalent zur thermodynamischen Temperatur: $\vartheta \equiv T$ es gilt: $\{\vartheta\}_{\text{C}} = \{T\}_{\text{K}} - 273,15$

Um mit der Formel 2.16 rechnen zu können, muss die Wärmeleitfähigkeit λ des Materials aus Tabellen abgelesen werden. In Tabelle 2.1 ist die Leitfähigkeit von verschiedenen Materialien bei 20 °C angegeben.²⁹

Stoff	Kupfer	Aluminium	Edelstahl	Wasser	Dämmstoffe	Vakuum	Luft	Glaswolle
$\lambda / W m^{-1} K^{-1}$	401	237	15	0,6	0,04	~ 0,0	0,024	0,05

Tabelle 2.1: Wärmeleitfähigkeit von diversen Materialien bei 20 °C, Quelle: Eigene Darstellung.

Wie aus der Tabelle 2.1 ersichtlich, haben Luft und Vakuum eine sehr schlechte Wärmeleitfähigkeit und können daher als Isolator verwendet werden. Materialien wie Kupfer hingegen, haben eine gute Wärmeleitfähigkeit und sind daher hervorragend für den Wärmetransport geeignet.

2.2.2 Konvektion

Bei der Konvektion passiert der Wärmeaustausch in Flüssigkeiten, Dämpfen oder Gasen durch die Bewegung dieser Teilmengen. Eine Konvektion in festen Stoffen ist somit nicht möglich. Es wird zwischen einer freien und einer erzwungenen Konvektion unterschieden.³⁰

- Freie Konvektion – Bewegung der Flüssigkeiten, Dämpfe oder Gase aufgrund unterschiedlicher Dichte
- Erzwungene Konvektion – Bewegung des Mediums erfolgt zum Beispiel durch eine Pumpe

Als Wärmeübergang wird die Wärmeübertragung zwischen zwei Phasen, wie beispielsweise in Abb. 8 dargestellt, von einem Fluid auf einen festen Körper, zum Beispiel eine Wand, verstanden.

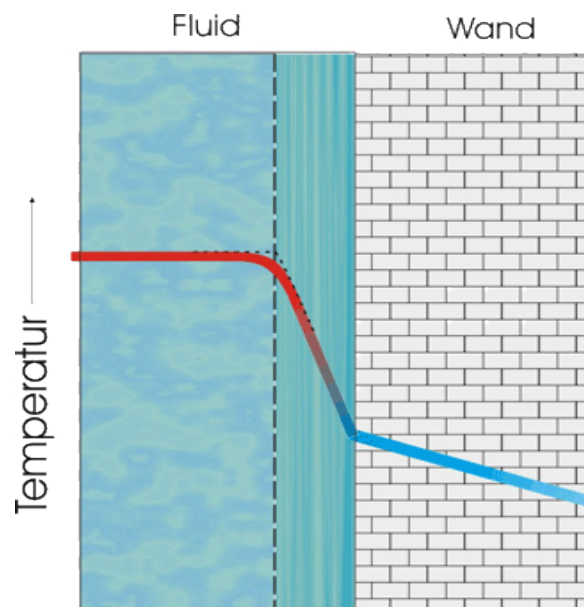


Abb. 8: Wärmeübergang, Quelle: Chemgaroo (2016), Online-Quelle [05.09.2016] (leicht modifiziert).

²⁹ Vgl. Chemie.de (2016), Online-Quelle [05.09.2016]

³⁰ Vgl. Hemming (1999), S. 131.

Der Wärmestrom $\dot{Q}$ ist proportional der Wärmeübergangszahl α und es gilt:³¹

$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T$	Formel 2.17	Größe	Einheit	Bezeichnung
		α	W/ m ² K	Wärmeübergangszahl

Die Wärmeübergangszahl α gibt an, welche Wärmemenge je Sekunde und je Quadratmeter Fläche bei einer Temperaturdifferenz von einem Kelvin übertragen werden kann und ist von mehreren Faktoren abhängig:³²

- Strömungsart (turbulent oder laminar)
- Stoffeigenschaften des Fluides (Dichte, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit)
- Wärmeleitung der Grenzschicht zwischen Fluid und festem Körper

Die Wärmeübergangszahl α kann aus diversen Tabellen entnommen werden. In Tabelle 2.2 sind einige Wärmeübergangszahlen aufgelistet.³³

Medium	Wärmeübergangszahl α / W m ⁻² K ⁻¹
Luft an ebener Wand	8 - 80
Luft außen an Rohrbündel	20 – 1000
Wasser an ebener Wand	100 – 1000
Wasser in Rohren (turbulent)	2000 -15000

Tabelle 2.2: Wärmeübergangszahlen von diversen Medien, Quelle: Eigene Darstellung.

Geschieht die Wärmeübertragung wie in Abb. 9 gezeigt, von einem Fluid durch eine Wand auf ein weiteres Fluid, so wird dieser Vorgang Wärmedurchgang genannt und besteht aus folgenden Teilschritten:³⁴

- Wärmeübergang von dem ersten Fluid auf die Wand
- Wärmeleitung durch die Wand
- Wärmeübergang von der Wand auf das zweite Fluid

³¹ Vgl. Labuhn/Romberg (2007), S. 148.

³² Vgl. Hemming (1999), S. 131.

³³ Vgl. Anton Schw eizer (2016), Online-Quelle [05.09.2016].

³⁴ Vgl. Hemming (1999), S. 134.

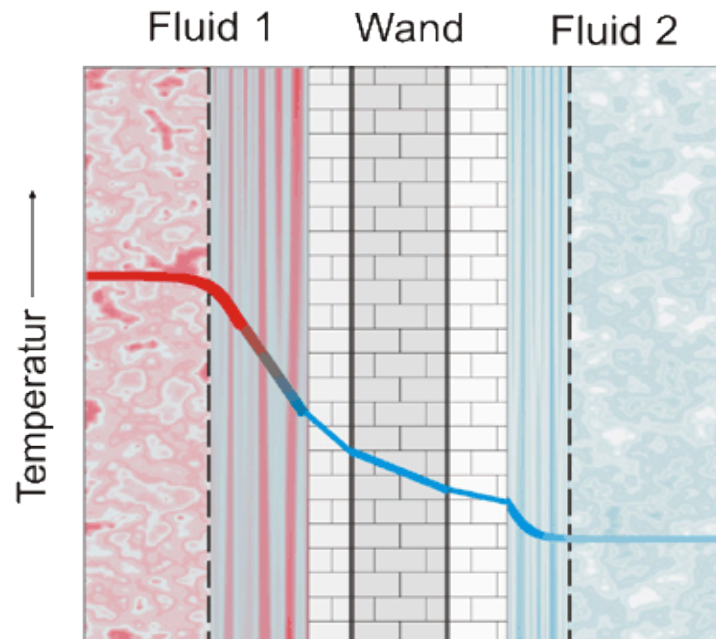


Abb. 9: Wärmedurchgang, Quelle: Chemgaroo (2016), Online-Quelle [05.09.2016] (leicht modifiziert).

Der Wärmestrom $\dot{Q}$ bei Wärmedurchgang, berücksichtigt die zuvor genannten einzelnen Teilschritte und wird mit der Wärmedurchgangszahl k wie folgt berechnet:³⁵

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T$$

Formel 2.18

Größe	Einheit	Bezeichnung
k	W/ m ² K	Wärmedurchgangszahl

Die Wärmedurchgangszahl k gibt an, welche Wärmemenge je Sekunde und je Quadratmeter Fläche bei einer Temperaturdifferenz von einem Kelvin übertragen werden kann und ergibt sich aus der Wärmeübergangszahl α der Fluide sowie der Wärmeleitfähigkeit λ und der Wanddicke s .³⁶

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Formel 2.19

Für Rohrwände:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_a}{\alpha_2 \cdot d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}$$

Formel 2.20

Größe	Einheit	Bezeichnung
d_a	m	Außendurchmesser
d_i	m	Innendurchmesser

³⁵ Vgl. Hering/Martin/Stohrer (2007), S. 264.

³⁶ Vgl. Hemming (1999), S. 134.

Die Wärmedurchgangszahl k , für Wärmetauscher, wird häufig aus Tabellen entnommen. In der folgenden Tabelle 2.3 werden einige Richtwerte genannt:³⁷

Wärmetauscher	Medium	Wärmedurchgangszahl $k / \text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
Rohrbündel	Gas ca. 1 bar innerhalb und außerhalb der Rohre	5 - 35
	Gas innerhalb (außerhalb) und Flüssigkeit außerhalb (innerhalb) der Rohre	15 - 70
	Flüssigkeit innerhalb und außerhalb der Rohre	150 - 1200
Platten	Ebene Kanäle, Gas an Wasser	20 - 60
	Ebene Kanäle, Flüssigkeit an Wasser	350 - 1200
	Profilplatten, Flüssigkeit an Flüssigkeit	1000 - 4000

Tabelle 2.3: Wärmedurchgangszahlen von diversen Wärmetauschern, Quelle: Eigene Darstellung.

2.2.3 Wärmestrahlung

Bei der Wärmestrahlung wird kein Material wie bei der Konvektion oder Wärmeleitung als Transportweg, zur Übertragung der Wärmemenge zwischen zwei Körpern, benötigt. Diese ist eine elektromagnetische Strahlung. Ein Beispiel ist die Wärmestrahlung im leeren Weltraum von der Sonne zur Erde.³⁸

Da die Wärmestrahlung in der Technik erst ab Temperaturen, welche größer als 500 °C sind, einen bedeutenden Einfluss auf die Wärmeübertragung nimmt, wird in dieser Arbeit nicht näher darauf eingegangen.

³⁷ Vgl. Anton Schw eizer (2016), Online-Quelle [05.09.2016].

³⁸ Vgl. Labuhn/Romberg (2007), S. 149.

2.3 Apparate zur Wärmeübertragung

Apparate zur Wärmeübertragung können nach unterschiedlichen technologischen Zwecken wie Öfen, Kühlern, Verdampfern oder Trocknern eingeordnet werden. Ein weiteres Einteilungskriterium ist das Arbeitsprinzip. Hier werden drei Apparatetypen unterschieden:³⁹

- **Rekuperator:** heißes und kaltes Medium sind während des Wärmeübertragungsvorganges durch eine Wand räumlich getrennt (z.B. durch Platten bei einem Plattenwärmetauscher)
- **Regenerator:** heißes und kaltes Medium sind zeitlich getrennt und durchströmen nacheinander im Wechsel denselben Apparateraum (z.B. Winderhitzer an Hochofenanlagen)
- **Mischwärmeübertrager:** heißes und kaltes Medium werden direkt miteinander vermischt (z.B. heißes und kaltes Wasser, das gleichzeitig über ein Ventil fließt)

Regeneratoren und Rekuperatoren werden ebenso als indirekter Wärmeübertrager bezeichnet, Mischwärmeübertrager vice versa als direkter Wärmeübertrager. In der Technik sind Rekuperatoren am verbreitetsten. Diese werden Wärmetauscher genannt. Je nach Einsatzzweck werden verschiedene Bauarten, wie zum Beispiel Doppelrohr-, Rohrbündel-, Spiral- und Plattenwärmetauscher, unterschieden.⁴⁰

Wie aus der Formel 2.18 herzuleiten, spielt die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Seiten der Trennwand eine eklatante Rolle für den Wärmedurchgang. Diese ist unter anderem von der Stoffführung im Wärmetauscher abhängig und kann in folgende zwei Prinzipien eingeteilt werden.⁴¹

- **Gleichstrom:** Hier strömen, wie in Abb. 10 links dargestellt, die Stoffe auf beiden Seiten der Wärmetauscherwand in dieselbe Richtung.
- **Gegenstrom:** Hier strömen, wie in Abb. 10 rechts dargestellt, die Stoffe auf beiden Seiten der Wärmetauscherwand in die entgegengesetzte Richtung.

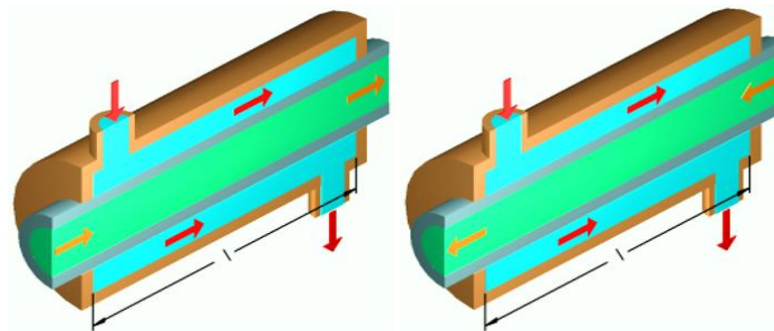


Abb. 10: Gleichstrom- und Gegenstromprinzip, Quelle: Anton Schw eizer (2016), Online-Quelle [05.09.2016] (leicht modifiziert).

³⁹ Vgl. Chemgaroo (2016), Online-Quelle [06.09.2016].

⁴⁰ Vgl. Hemming (1999), S. 136

⁴¹ Vgl. Grote/Feldhusen (2011), S. K46.

2.3.1 Gleichstromprinzip

Die Temperaturdifferenz ist am Einlauf am größten. Es trifft der Wärme abgebende Stoff auf den Wärme aufnehmenden Stoff. Während diese den Wärmetauscher durchströmen, geht die Wärme des wärmeren Stoffes auf den kälteren über und die Temperaturdifferenz nimmt zum Auslauf hin ab, wo diese dann, wie in Abb. 11 dargestellt, am kleinsten ist.⁴²

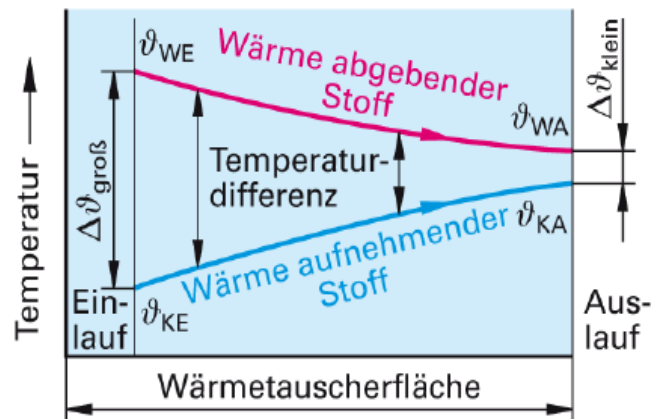


Abb. 11: Gleichstromprinzip, Quelle: Gamse (Hrsg.) (2014), S. 35 (leicht modifiziert).

2.3.2 Gegenstrom

Der Wärme abgebende Stoff strömt in den Wärmetauscher ein und steht dort im Wärmeaustausch mit dem Auslauf des bereits erwärmten Wärme aufzunehmenden Stoff. Hier ist die kleinste Temperaturdifferenz. Nach Durchströmen des Wärmetauschers trifft der abgekühlte Wärme abgebende Stoff auf den einströmenden, noch völlig kalten Wärme aufnehmenden Stoff. Hier ist die Temperaturdifferenz, wie in Abb. 12 dargestellt, am größten.⁴³

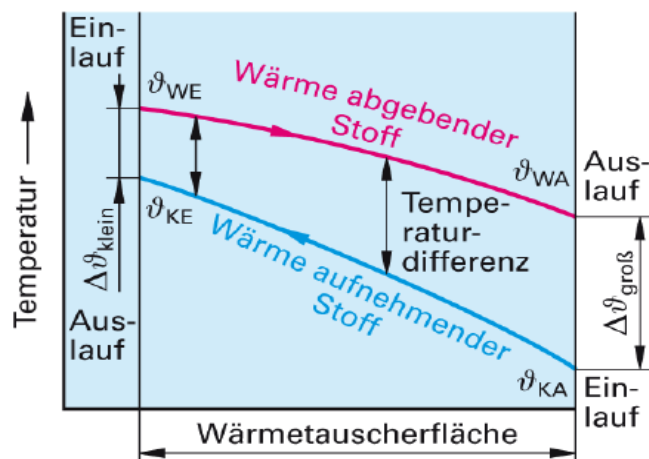


Abb. 12: Gegenstromprinzip, Quelle: Gamse (Hrsg.) (2014), S. 36 (leicht modifiziert).

⁴² Vgl. Anton Schw eizer (2016), Online-Quelle [05.09.2016].

⁴³ Vgl. Anton Schw eizer (2016), Online-Quelle [05.09.2016].

Die benötigte Wärmetauscherfläche berechnet sich aus der Formel 2.18, wobei die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m verwendet wird, welche wie folgt berechnet wird:⁴⁴

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\text{groß}} - \Delta T_{\text{klein}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{groß}}}{\Delta T_{\text{klein}}}} \quad \text{Formel 2.21}$$

2.3.3 Gleichstrom vs. Gegenstrom

Wie in Abb. 13 ersichtlich, kann sich bei gleicher Eintrittstemperatur, gleicher Wärmedurchgangszahl und gleich großer Wärmetauscherfläche der Wärme aufnehmende Stoff im Gegenstromprinzip mehr erwärmen (ΔT^*), als im Gleichstromprinzip (ΔT). Bei dem Gegenstromprinzip gibt der wärmere Stoff einen größeren Teil seines Wärmeinhaltes an den kälteren Stoff ab, als beim Gleichstromprinzip. Ebenso ist es möglich, dass der Wärme aufnehmende Stoff eine höhere Temperatur erreichen kann, als der Wärme abgebende Stoff am Auslauf hat. Beim Gleichstromprinzip ist maximal die gleiche Temperatur möglich.⁴⁵

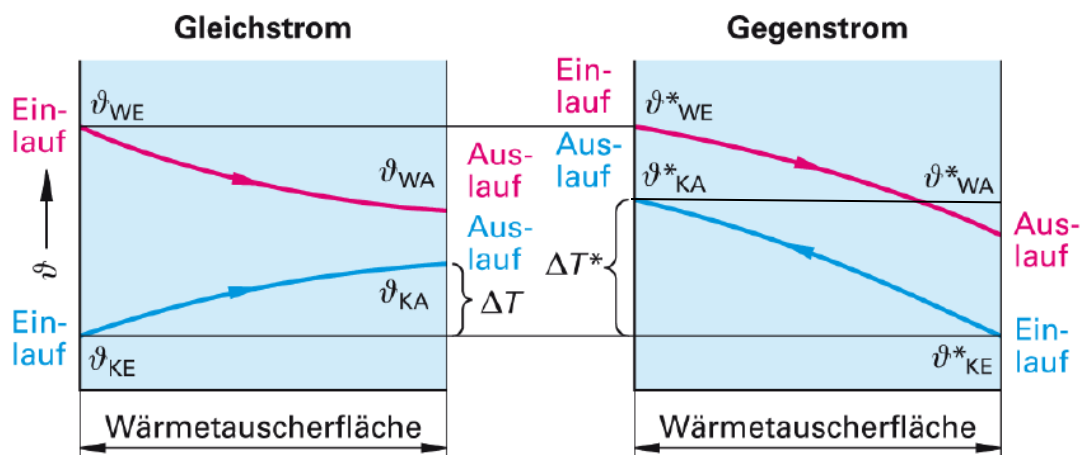


Abb. 13: Vergleich Gleichstromprinzip vs. Gegenstromprinzip, Quelle: Gamse (Hrsg.) (2014), S. 36 (leicht modifiziert).

Um die gleiche Wärmemenge zu übertragen, wird deshalb bei einem Gegenstromprinzip eine kleinere Fläche benötigt, als bei dem Gleichstromprinzip, weshalb Gleichstromwärmetauscher kleiner und günstiger gebaut werden können.

⁴⁴ Vgl. Grote/Feldhusen (2011), S. K49.

⁴⁵ Vgl. Bibliographisches Institut (2016), Online-Quelle [08.09.2016]

Die benötigte Wärmeleistung, also der Wärmestrom $\dot{Q}$ für einen Wärmetauscher, ist jene Leistung, die benötigt wird, um ein Medium mit der spezifischen Wärmekapazität c_p um die Temperaturdifferenz ΔT mit dem Massenstrom $\dot{m}$ zu erwärmen bzw. zu kühlen.⁴⁶

$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$	Formel 2.22	Größe	Einheit	Bezeichnung
		c_p	J/ kg K	Spez. Wärmekapazität

In folgender Tabelle sind spezifische Wärmekapazitäten von üblichen Medien angegeben.

Medium	Medium Temperatur $\vartheta / ^\circ\text{C}$	Spezifische Wärmekapazität $c_p / \text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Diesel	20	1926
Ethanol	25	2540
Benzin	-	2020
Wasser	20	4180
Luft	20	1000
Wasser/Glykol 50/50	20	3300
Wasser/Glykol 80/20	20	3900
Aluminium	-	896
Stahl	-	477
Kupfer	-	381

Tabelle 2.4: Spezifische Wärmekapazität üblicher Medien, Quelle: Eigene Darstellung.

2.3.4 Bauarten von Wärmetauschern

Wie in diesem Kapitel anfangs bereits erwähnt, ist die Wärmedurchgangszahl k unter anderem von der Stoffführung abhängig, das heißt, ob der Wärmetauscher im Gleichstromprinzip oder im Gegenstromprinzip, betrieben wird. Eine weitere Abhängigkeit ist die Bauart, welche in den folgenden Unterkapiteln erörtert wird und der verwendete Werkstoff.⁴⁷

⁴⁶ Vgl. Hemming (1999), S. 136.

⁴⁷ Vgl. Hemming (1999), S. 138.

2.3.4.1 Rohrbündelwärmetauscher

Rohrbündelwärmetauscher sind die am häufigsten eingesetzten Wärmeübertrager, da diese einen sehr einfachen Aufbau haben.⁴⁸ Diese bestehen im Wesentlichen, wie in Abb. 14 dargestellt, aus einem Zylinder, dem sogenannten Mantel, in dem ein Bündel mit einzelnen, parallel angeordneten Rohren eingetaucht ist. Der eine Stoff strömt durch das Rohrbündel und der andere Stoff durch den Mantelraum. Diverse Bleche im Mantelraum dienen hierbei einerseits zur Fixierung des Rohrbündels und andererseits als Leitblech für den umlaufenden Stoff im Mantelraum. Dadurch wird der Wärmeaustausch verbessert.⁴⁹

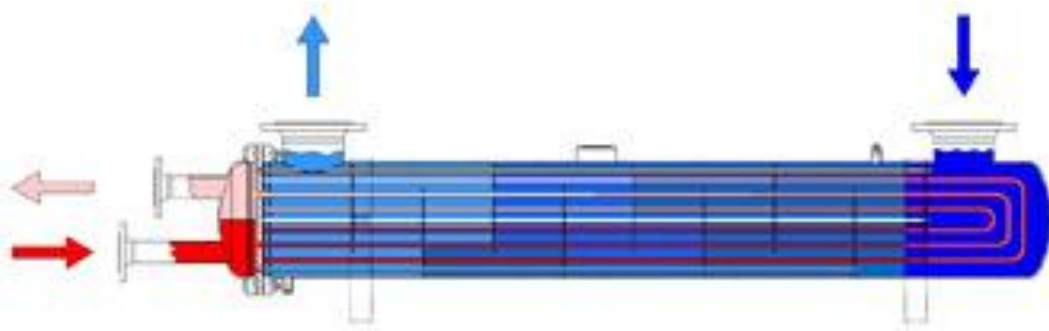


Abb. 14: Rohrbündelwärmetauscher, Quelle: Apparate- und Anlagentechnik Nürnberg (2016), Online-Quelle [08.09.2016].

2.3.4.2 Doppelrohrwärmetauscher

Doppelrohrwärmetauscher bestehen im Wesentlichen, wie in Abb. 15 gezeigt, aus einem Außen- und einem Innenrohr, welche in mehreren Reihen zu einem Paket übereinander angeordnet werden können.⁵⁰

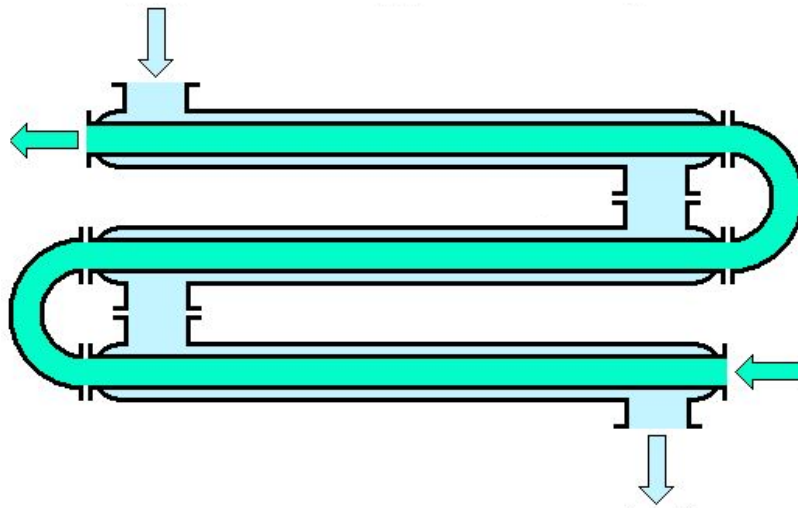


Abb. 15: Doppelrohrwärmetauscher, Quelle: Sunrise Process Equipments (2016), Online-Quelle [08.09.2016] (leicht modifiziert).

⁴⁸ Vgl. Hemming (1999), S. 136.

⁴⁹ Vgl. Apparate- und Anlagentechnik Nürnberg (2016), Online-Quelle [08.09.2016].

⁵⁰ Vgl. Hemming (1999), S. 136.

2.3.4.3 Spiralwärmetauscher

Spiralwärmetauscher bestehen, wie in Abb. 16 dargestellt, aus zwei Blechen, welche wie eine Spirale aufgewickelt sind. Die Stoffe strömen axial ein bzw. aus vice versa radial aus bzw. ein. Die Breite der Kammern kann für die Stoffe unterschiedlich gestaltet werden und so an den Durchsatz angepasst werden. Sie werden im reinen Gegenstromprinzip verwendet.⁵¹

2.3.4.4 Plattenwärmetauscher

Plattenwärmetauscher bestehen, wie in Abb. 17 gezeigt, aus mehreren Platten, welche immer paarweise zu einem Paket zusammengebracht werden, zwischen denen die Stoffe strömen. Die Zwischenräume inmitten der einzelnen Platten sind mit Durchführungen versehen und so miteinander verbunden, dass jeweils ein Wärme abgebender Stoff zwischen den Hohlräumen der Platten und ein Wärme aufnehmender Stoff strömen können.⁵² Die Platten können entweder fix miteinander verlötet oder verschweißt werden beziehungsweise können die Platten miteinander verschraubt werden, um diese im Reinigungsfall wieder zerlegen zu können. Plattenwärmetauscher haben trotz kompakter Baugröße eine sehr hohe Wärmeübertragungsleistung.⁵³



Abb. 16: Spiralwärmetauscher, Quelle: Alfa Laval (Hrsg.) (2016).

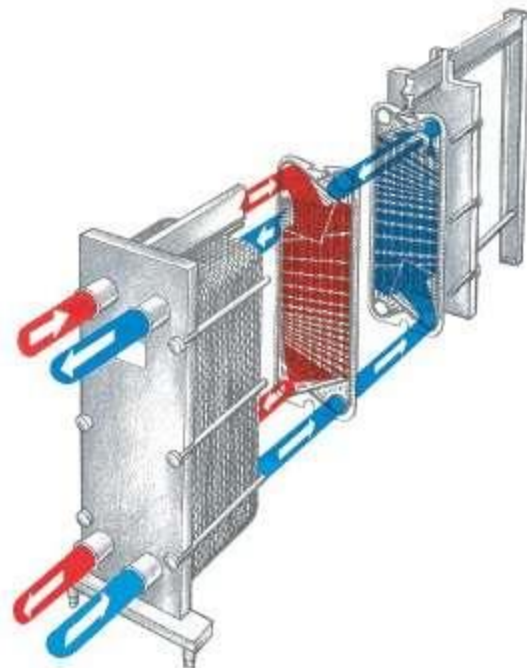


Abb. 17: Plattenwärmetauscher, Quelle: Therminox (2008), Online-Quelle [08.09.2016].

⁵¹ Vgl. Hemming (1999), S. 137.

⁵² Vgl. Hemming (1999), S. 136.

⁵³ Vgl. Cutler/Marczyk/Pawelek (2013), Online-Quelle [08.09.2016].

2.4 Regelungsstrategien für dynamische Regelung von Flüssigkeitskreisläufen

Da die aktuellen Konditionieranlagen in der Regel nur durch eine einfache Temperaturregelung betrieben werden, welche nur für einen stationären Betrieb ausgelegt sind, das Ziel dieser Arbeit aber ist, eine dynamische Konditionieranlage zu realisieren, wird das Thema Regeln und Steuern näher betrachtet.

Die Aufgabe der Regelungstechnik ist das Einhalten oder das Erreichen von gewünschten Werten beziehungsweise Werten zu folgen.⁵⁴ In technischen Bereichen kann das zum Beispiel Druck, Temperatur, Drehzahl, Durchfluss, Spannung und so weiter sein.

Regelungstechnik muss nicht immer nur in technischen Bereichen, wie in komplexen automatisierten Maschinen, stattfinden. Auch im täglichen Leben kommt die Regelungstechnik häufig vor. Bei Erwärmung eines Raumes durch die Sonne hat das Raumthermostat die Aufgabe, eine vorher festgelegte Temperatur konstant zu halten.⁵⁵

Das Thema Regelungstechnik setzt somit das Grundwissen von folgenden Begriffen aus der Literatur voraus:⁵⁶

- **Sollwert (Führungsgröße)**

Die Führungsgröße ist jener Wert in der Regelung, welcher von außen vorgegeben wird. Dies kann in Form der zuvor genannten Beispiele, mit einem gewünschten Durchfluss, Druck, beziehungsweise der vorgegebenen Raumtemperatur, verglichen werden.

- **Istwert (Regelgröße)**

Der Istwert ist die Größe, die es zu regeln gilt. Im Fall der Sonne würde dieser die Raumtemperatur der Luft repräsentieren.

- **Regelabweichung**

Regelabweichung ist die Differenz zwischen dem Ist- und Sollwert. Aus den oben genannten Beispielen ist es die Differenz zwischen der aktuellen Raumtemperatur und der bevorzugten Wohlfühltemperatur des Menschen, beziehungsweise der Vorgabetemperatur des Raumes.

- **Stellgröße**

Die Stellgröße ist jene Größe, die der Regelabweichung entgegenwirkt. Bei der Raumtemperatur bedeutet dies, wie stark ein Regelventil geöffnet oder geschlossen werden muss, um die Raumtemperatur zu verändern.

- **Störgröße**

Die Störgröße ist jener negative Einfluss auf die Regelung, welcher die Regelgröße von der Führungsgröße abbringt. Diese ist bei einer Temperaturregelung zum Beispiel eine offene Tür oder ein offenes Fenster, welche den Raum wieder abkühlt.

⁵⁴ Vgl. Schmid (2010), S. 231.

⁵⁵ Vgl. Lunze (2008), S. 1.

⁵⁶ Vgl. Schmid (2010), S. 10-11.

2.4.1 Was bedeutet Regeln / Steuern

Der Unterschied zwischen dem Begriff Regelung und dem Begriff Steuerung wird oft verwechselt oder nicht richtig angewandt. Sowohl Regelung als auch Steuerung haben die Aufgabe, einen bestimmten Prozess auszuführen. Bei einer Steuerung für die Raumtemperatur, wie in Abb. 18 abgebildet, wird zum Beispiel die Außentemperatur mit Hilfe eines Außentemperaturfühlers gemessen. Dieser Wert wird von einem Steuergerät bearbeitet, welches bei einer Änderung der Außentemperatur die Stellung eines Ventils für den Wärmefluss $\dot{Q}$ eines Heizkörpers in einem Raum reguliert. Durch eine Kennlinie, welche im Steuergerät hinterlegt ist, wird die Ventilstellung beeinflusst. Wird nun ein Fenster oder eine Türe geöffnet oder befinden sich mehr oder weniger Personen in diesem Raum, hat dies keine Auswirkung auf die Stellung des Ventils. Da nun durch das offene Fenster der Raum abgekühlt wird oder durch mehrere Menschen eine Temperaturerhöhung oder vice versa, durch weniger Personen eine Senkung der Raumtemperatur erfolgt, haben derartige Störgrößen eine Einwirkung auf die Temperatur. Das Steuergerät hat durch die fix gespeicherte Kennlinie jedoch keinen Einfluss auf diese Störgrößen und kann somit nicht auf diese unvorhergesehenen Ereignisse reagieren. Durch die Kennlinie kann lediglich eine Beeinflussung der Außentemperatur berücksichtigt werden.⁵⁷

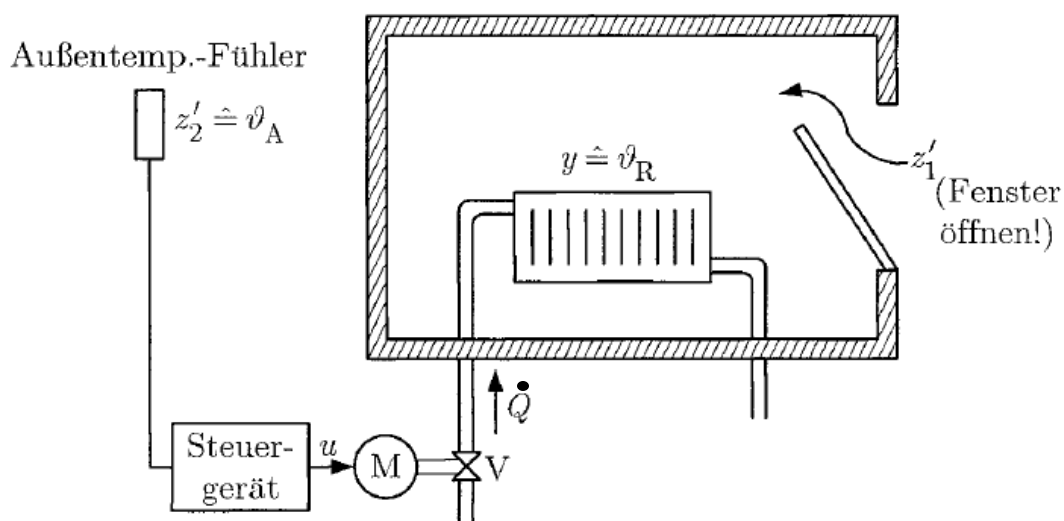


Abb. 18: Steuerung der Raumtemperatur, Quelle: Unbehauen (2008), S. 5.

Wird nun, wie in Abb. 19, im Inneren des Raumes ein Raumtemperaturfühler anstelle des Außentemperaturfühlers und ein Regler an Stelle des Steuergerätes verwendet, kann die sich ändernde Personenanzahl oder geöffnete Fenster berücksichtigt werden. Bei einer Regelung wird eine gewünschte Sollvorgabe der Temperatur an den Regler übergeben. Über den Fühler im Raum, kann der aktuelle Raumtemperatur Istwert gemessen werden. Diese zwei Werte werden durch den Regler verglichen. Weicht der Istwert vom gewünschten Sollwert ab, verarbeitet der Regler die Abweichung.⁵⁸

⁵⁷ Vgl. Unbehauen (2008), S. 5.

⁵⁸ Vgl. Unbehauen (2008), S. 6.

Dieser veranlasst eine Änderung der Ventilstellung und somit des Wärmeflusses $\dot{Q}$ und kann daraus resultierend die Störeinflüsse kompensieren.⁵⁹

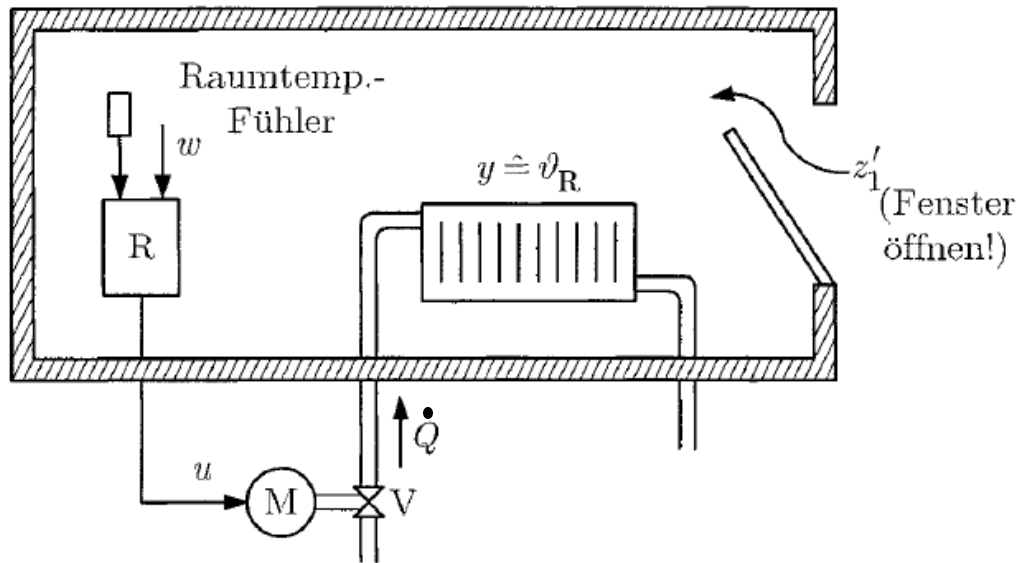


Abb. 19: Regelung der Raumtemperatur, Quelle: Unbehauen (2008), S. 6.

Steuern ist somit die Beeinflussung eines Prozesses, ohne neuerlich nachzumessen, ob die gewünschte Vorgabe wirklich erfüllt wurde. Bei einer Regelung wird vice versa durch fortwährendes nachmessen des aktuellen Istwertes, die Regelgröße immer wieder nachjustiert.

2.4.2 Typisierung von Reglern

Aufgaben in der Regelung können auf verschiedene Art und Weise realisiert werden. Die Stellgrößen können entweder mechanisch oder elektrisch sein. Diese können sowohl digital als auch analog sein. Weiteres können Regelungen mit oder ohne Hilfsenergie erzeugt werden. Hilfsenergien können sowohl elektrisch wie auch hydraulisch oder pneumatisch sein und von einer externen Quelle bereitgestellt werden.⁶⁰

Eine weitere Einteilung ist der Stellbereich. Hat eine Regelung einen kontinuierlichen Stellbereich, was bedeutet, dass die Stellgröße jeden beliebigen Wert wie zum Beispiel (4-20) mA, (0-10) V oder (0-100) % annehmen kann, kommen stetige Regler, wie in Abb. 20 aufgezählt, zum Einsatz.⁶¹

Bei einem diskreten Stellbereich, wobei die Stellgröße nur gewisse Zustände wie Heizen, Kühlen oder Nichtstun annehmen kann, kommen unstetige Regler, wie in Abb. 20 dargestellt, zum Einsatz.⁶²

⁵⁹ Vgl. Unbehauen (2008), S. 6.

⁶⁰ Vgl. Schmid (2009), S. 119.

⁶¹ Vgl. Schmid (2009), S. 120.

⁶² Vgl. Reuter/Zacher (2008), S. 100.

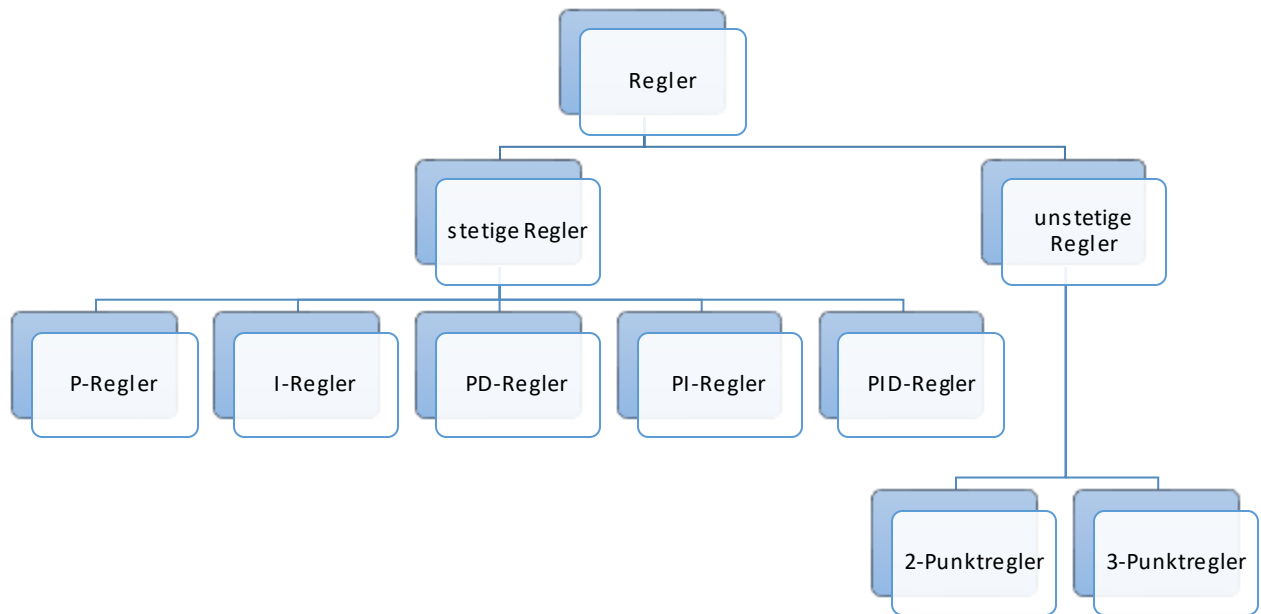


Abb. 20: Einteilung von Reglern, Quelle: Eigendarstellung.

2.4.2.1 Unstetige Regler

2-Punktregler

Der 2-Punktregler ist die einfachste Form einer Regelung, da dieser nur zwei verschiedene Schaltstellungen, wie zum Beispiel Ventil AUF oder Ventil ZU, hat. Meist werden diese zur Temperaturregelung in Räumen verwendet. Ist die Solltemperatur niedriger als eine definierte Untergrenze, wird das Heizen aktiviert. Ist die Solltemperatur höher als eine vorgegebene Obergrenze, wird, wie in Abb. 21 dargestellt, das Heizen deaktiviert.⁶³

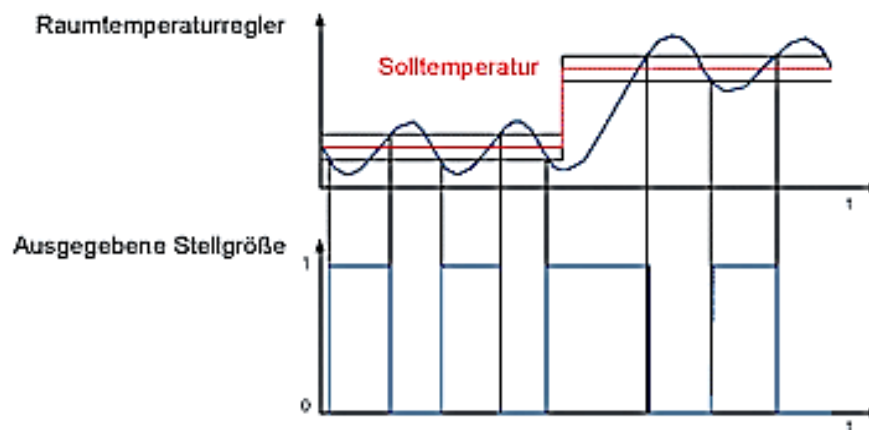


Abb. 21: 2-Punktregelung, Quelle: Sperlich (2000), Online-Quelle [14.09.2016] (leicht modifiziert).

⁶³ Vgl. Schmid (2010), S. 243.

3-Punktregler

Der 3-Punktregler ist eine Erweiterung des 2-Punktreglers und hat drei verschiedene Schaltstellungen. Meist werden diese ebenso zur Temperaturregelung in Räumen mit einer Klimaanlage benutzt. Ist die Solltemperatur niedriger als eine definierte Untergrenze, so wird das Heizen aktiviert. Ist die Solltemperatur höher als eine vorgegebene Obergrenze, so wird das Kühlen aktiviert. Zwischen diesen beiden Grenzen erfolgt keine Aktivität. Daraus resultiert immer eine leichte Abweichung vom Sollwert.⁶⁴

2.4.2.2 Stetige Regler

P-Regler (Proportionalregler)

Bei einem P-Regler wird die Regeldifferenz verstärkt und zurückgegeben. Es besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Eingangsgröße und Ausgangsgröße. Somit ist der P-Regler der einfachste Regler, da dieser nur einen einstellbaren Parameter hat, welcher in der Praxis meist mit Hilfe einer Versuchsreihe eingestellt wird.⁶⁵

Ein großer Nachteil ist jedoch die bleibende Regeldifferenz. Daher kann der Sollwert nur annäherungsweise erreicht werden. Ein weiterer Nachteil ist, dass der Regler sehr leicht instabil werden kann, das heißt, bei bereits sehr kleinen Regeldifferenzen und einem großen Verstärkungsfaktor, kann der Reglerausgang übersteuern respektive zu schwingen beginnen.⁶⁶

I-Regler (Integralregler)

Bei einem I-Regler ist der Ausgleich der Regeldifferenz zu Null vollständig möglich. Dieser arbeitet so lange die Regelabweichung ungleich Null ist.⁶⁷

Ein Nachteil ist die Integration der Regeldifferenz. Diese führt zu Regelkreisen mit langen Ausregelzeiten. Somit ist der I-Regler ein sehr langsamer, aber genauer Regler.⁶⁸

D-Regler (Differentialregler)

Ein idealer D-Regler ist technisch nicht realisierbar, da die theoretische Sprungantwort eines Differentialelementes einem Dirac-Impuls (Einheitsimpuls) entspricht. Dies bedeutet, dass die Sprungantwort unendlich groß wäre. Aus diesem Grund gibt es keinen idealen D-Regler und dieser alleine kann somit nicht umgesetzt werden.⁶⁹ Der D-Regler kann nur in Verbindung mit einem Proportionalelement zur Verbesserung der Stabilität eingesetzt werden.⁷⁰

⁶⁴ Vgl. Recknagel/Sprenger/Schramek (2012), S. 445 DVD.

⁶⁵ Vgl. Schmid (2010), S. 244.

⁶⁶ Vgl. Wellenreuther/Zastrow (2009), S. 604.

⁶⁷ Vgl. Wellenreuther/Zastrow (2009), S. 604.

⁶⁸ Vgl. Wellenreuther/Zastrow (2009), S. 605.

⁶⁹ Vgl. Lutz/Wendt (2014), S. 154.

⁷⁰ Vgl. Lutz/Wendt (2014), S. 157.

PI-Regler

Bei einem PI-Regler wird der Nachteil des I-Reglers, welcher sehr langsam ist, durch Vorschalten eines Proportionalanteils, welcher den Vorteil hat sehr schnell reagieren zu können, kompensiert. Der Nachteil des P-Reglers, welcher immer eine bleibende Regelabweichung hat, kann somit durch den I-Regler ebenso ausgeglichen werden.⁷¹

PD-Regler

Der PD-Regler ist eine Kombination eines einfachen P-Reglers und einem D-Regler. Daraus resultierend ist der PD-Regler ein sehr schneller Regler. Wird dem Regelkreis eine sprunghafte Funktion aufgeschaltet, würde ein normaler P-Regler im Gegensatz zu einem PD-Regler eine bestimmte Vorhaltezeit benötigen, um denselben Wert an die Stellgröße weitergeben zu können. Mit dem D-Anteil lässt sich dadurch die Zeitverzögerung der Regelstrecke kompensieren und es wird eine schnellere und stabilere Regelung erreicht. Nachteilig können aber Störsignale, wie zum Beispiel das Rauschen von Sensoren sein, welche durch die differenzierende Wirkung verstärkt werden und eine starke Änderung der Stellgröße zur Folge haben. Ein weiterer Nachteil ist eine verbleibende Regelabweichung. Der PD-Regler kann somit seinen Sollwert nicht vollständig erreichen.⁷²

PID-Regler

Der PID-Regler ist eine Kombination der oben genannten Grundfunktionen- proportional, integral und differenzial in einem Regler. Somit sind sämtliche Eigenschaften der Funktionen vereint.

Nachteilig ist, dass für die Reglereinstellung drei Parameter einzustellen sind. Das würde bedeuten, dass zur Erprobung eines jeden Parameters mit fünf verschiedenen Werten, fünf mal fünf mal fünf, also 125 Erprobungen durchgeführt werden müssten. Daher werden in den meisten Fällen nur P-Regler oder PI-Regler verwendet.⁷³

2.4.3 Regelparameter

Um ein zufriedenstellendes Reglerergebnis zu erhalten, ist die Auswahl eines geeigneten, der zuvor genannten Reglertypen, ein wesentlicher Faktor. Jedoch noch wichtiger ist es, die passenden Parameter P, I und D, zu finden. Meist ist hierbei ein Kompromiss zwischen einer sehr stabilen, aber auch langsamen Regelung oder einem sehr schnellen, eher unruhigeren Regelverhalten einzugehen, welches unter Umständen zu schwingen neigt und instabil werden kann. In der Praxis werden Regler zumeist anhand von Erfahrungswerten von langjährigen Versuchen parametrieren. Liegen jedoch diese nicht vor, muss das Streckenverhalten genauer analysiert werden, um anschließend mit Hilfe verschiedenster Auslegungsverfahren geeignete Reglerparameter festlegen zu können.⁷⁴

⁷¹ Vgl. Schmid (2010), S. 245.

⁷² Vgl. Wellenreuther/Zastrow (2009), S. 608.

⁷³ Vgl. Schmid (2010), S. 245.

⁷⁴ Vgl. Unbehauen (2014), S. 206.

Viele Prozesse aus der Industrie verhalten sich rein aperiodisch und können dadurch mathematisch vereinfacht, durch folgende Gleichung, beschrieben werden.⁷⁵

$$G(s) = \frac{K_s}{T_a s + 1} e^{-T_u s}$$

Formel 2.23

Größe	Einheit	Bezeichnung
G		Übertragungsfunktion
K_s		stationäre Verstärkung
T_a	s	Verzögerungszeitkonstante
T_u	s	Totzeit

Die Formel 2.23 stellt ein Verzögerungsglied 1. Ordnung mit einem Totzeitglied dar. Die Totzeit ist jene Zeit, welche vergeht, bis eine Reaktion auf eine Änderung eintritt.⁷⁶ Ein PT_n -Glied, wie in Abb. 22 gezeigt, kann ausreichend gut als ein PT_1 Glied mit einem Totzeitglied T_a approximiert werden, um die erforderlichen Parameter für eine Regelung berechnen zu können.⁷⁷

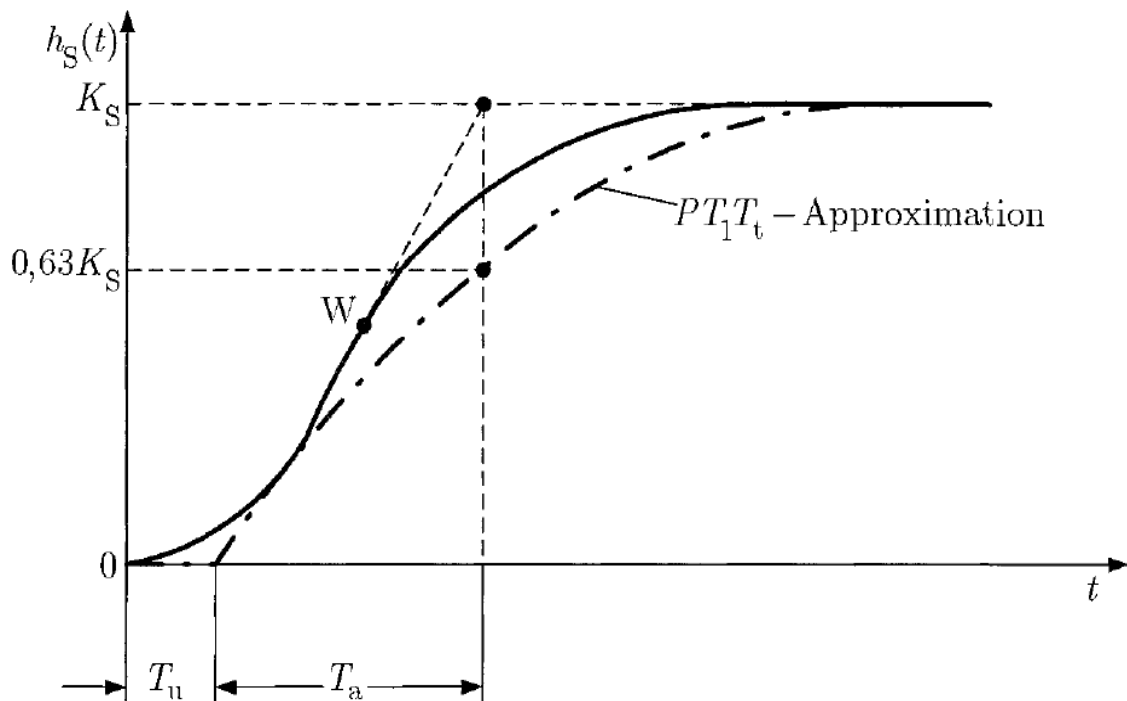


Abb. 22: Sprungantwort eines Systems, Quelle: Unbehauen (2008), S. 207.

Um die Konditionieranlage für die Regelungstechnikabteilung analysieren zu können, muss eine Sprungantwort vorliegen. Der gemessene Wert der Totzeit, der Verzögerungszeitkonstante und der stationären Verstärkung, dienen den Regelungsexperten dazu, die passenden Parameter finden zu können. Dazu werden die nötigen Versuche an einem Prototyp durchgeführt.

⁷⁵ Vgl. Unbehauen (2008), S. 206.

⁷⁶ Vgl. Wellenreuther/Zastrow (2009), S. 599.

⁷⁷ Vgl. Unbehauen (2008), S. 206.

2.4.4 Arten von Temperaturregelung

Laut Literatur kann die Temperatur durch Änderung des Volumenstroms (Mengenregelung), durch Mischung oder durch Verteilung eines Fluides geregelt werden. Eine andere Möglichkeit der Temperaturbeeinflussung, ist die Regelung durch Änderung der elektrisch zugeführten Leistung in einem Heiz- oder Kühlelement. ⁷⁸

Der Volumenstrom kann entweder durch ein Durchgangsventil oder durch Änderung der Pumpenförderleistung, zum Beispiel durch Änderung der Drehzahl, wie in Kapitel 2.1.5.1 beschrieben, beeinflusst werden.

Ventile können, wie in Abb. 23 gezeigt, entweder im Vorlauf oder im Rücklauf eingebaut werden.

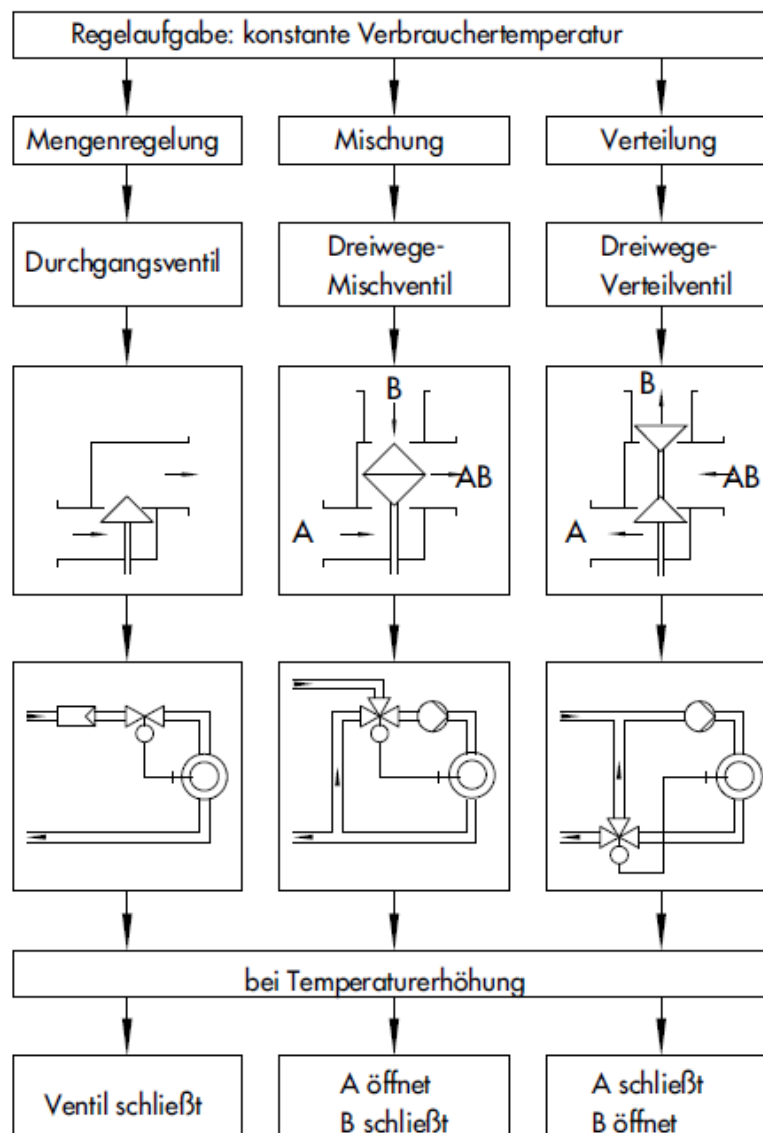


Abb. 23: Möglichkeiten der Temperaturbeeinflussung durch Ventile, Quelle: Samson (2007) S. 26.

⁷⁸ Vgl. Samson (2007), S. 24.

Bei der Mischung strömt der gesamte Volumenstrom durch den Eingang B, wie in Abb. 24 dargestellt, über einen Kegelsitz zum Ausgang AB. Der Eingang A ist hier vollkommen geschlossen. Wirkt eine Antriebskraft auf die Kegelstange, so fährt der Kegelsitz wie durch den Regler vorgegeben, in Richtung Endlage und drosselt den Eingang A vice versa öffnet kontinuierlich der Eingang B.⁷⁹

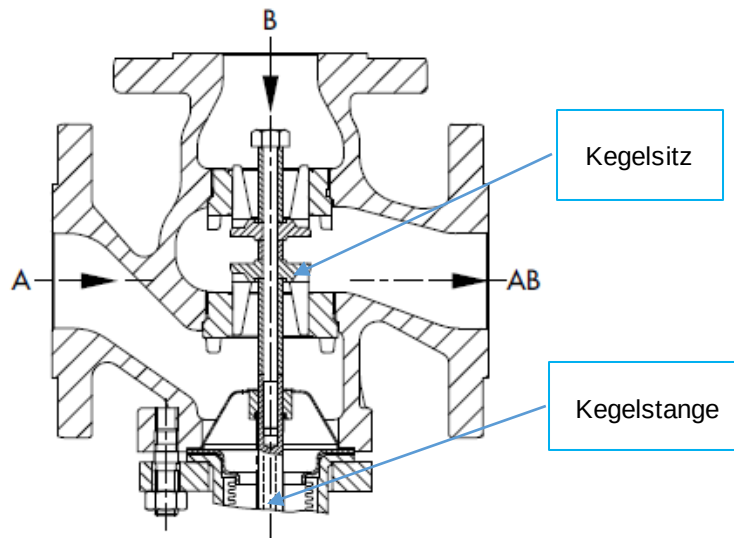


Abb. 24: Mischventil, Quelle: Samson (2007) S. 24 (leicht modifiziert).

Bei einer Verteilung strömt der gesamte Volumenstrom, wie in Abb. 25 abgebildet, in den Anschluss AB und verteilt sich auf die Ausgänge A oder B, je nach Stellung des Kegelsitzes.⁸⁰

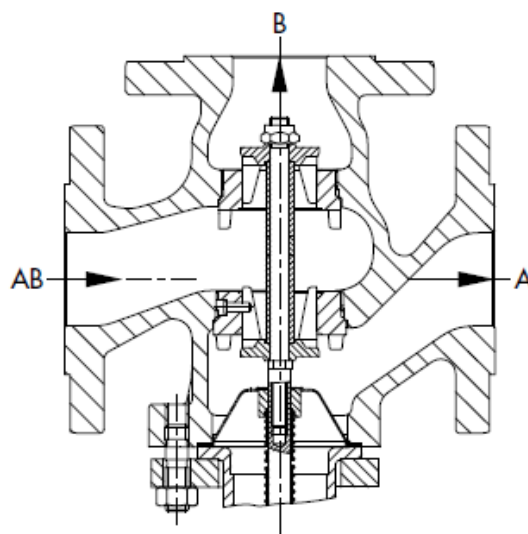


Abb. 25: Verteilventil, Quelle: Samson (2007) S. 25.

Ein Durchgangsventil ist ähnlich wie ein Misch- oder Verteilventil, welche auch 3-Wegeventile genannt werden, aufgebaut. Es wird der Eingang B entweder verschlossen oder überhaupt nicht gefertigt.

⁷⁹ Vgl. Samson (2007), S. 24.

⁸⁰ Vgl. Samson (2007), S. 24.

3 KONZEPTE FÜR DEN FLUIDKREISLAUF

In diesem Kapitel werden verschiedene Konzepte für eine dynamische Konditionieranlage erarbeitet und durch ein Team nach definierten Kriterien bewertet, um anschließend ein Konzept weiter zu verfolgen, einen Prototyp zu konstruieren sowie fertigen zu können.

Das Grundkonzept einer Konditionieranlage besteht im Wesentlichen aus einem Heizelement – um die Wärme bereitzustellen, einem Kühlelement – um die Wärme abzuführen, einem Mischelement – um die gewünschte Temperatur mischen zu können sowie einem Prüfling, dem diese Temperatur zugeführt wird.

In Abb. 26 ist der Grundaufbau einer Konditionieranlage schematisch dargestellt. Blau dargestellt ist die Leitung des kalten Mediums, rot ist die Leitung des heißen Mediums dargestellt und violett die Leitung des gemischten Mediums. Das Problem bei diesem Aufbau ist jedoch, dass sich die Konditionieranlage meist im Keller oder in einem separaten Geräteraum befindet und somit sehr weit vom Prüfling entfernt ist. Daraus resultiert eine sehr lange Leitung bis zum Prüfling, wodurch eine gewisse Zeit vergeht, bis das gemischte Medium bei dem Prüfling angekommen ist. Diese Zeit wird Totzeit genannt. Bei stationärem Betrieb verursacht diese Totzeit keine wesentlichen Probleme bei der Regelung. Wird jedoch vice versa eine dynamische Änderung der Temperatur gefordert, wirkt sich die Totzeit negativ auf die Regelung aus. Die eingeregelte Temperatur nach dem Mischelement, gelangt zeitverzögert zum Prüfling. Somit können keine realen Bedingungen nachgestellt werden.

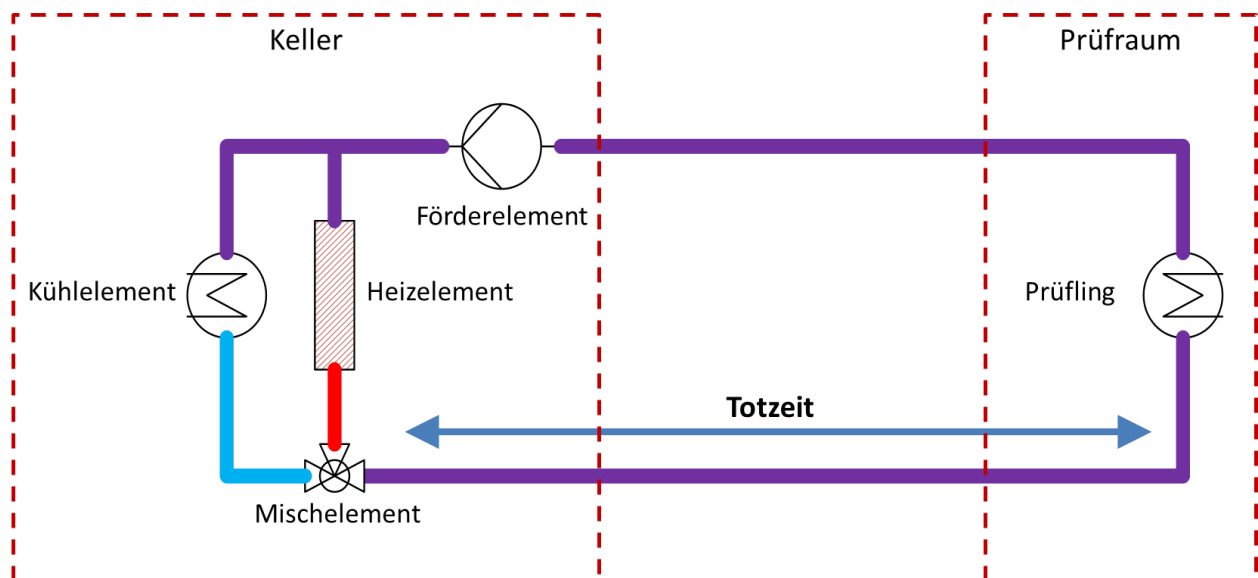


Abb. 26: Grundschemata einer einfachen Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abb. 27 ist ein realer Aufbau eines Prüfraumes dargestellt. Hier befindet sich die Konditionieranlage, wie zuvor beschrieben, im Keller. Die grün eingezeichnete Verbindung, welche die Vor- und Rücklaufleitung zum Prüfling darstellt, hat eine Länge von 15 m, wodurch sich laut Formel 2.4 bei einem Volumenstrom von 30 l/min und einem Rohrrinnendurchmesser von 18 mm, eine Verzögerung von 7,63 Sekunden ergibt.

$$\Delta t = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot \Delta l}{4 \cdot \dot{V}} = \frac{\pi \cdot (18 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 \cdot 15 \text{ m}}{4 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot (60 \text{ s})^{-1}} = 7,63 \text{ s}$$

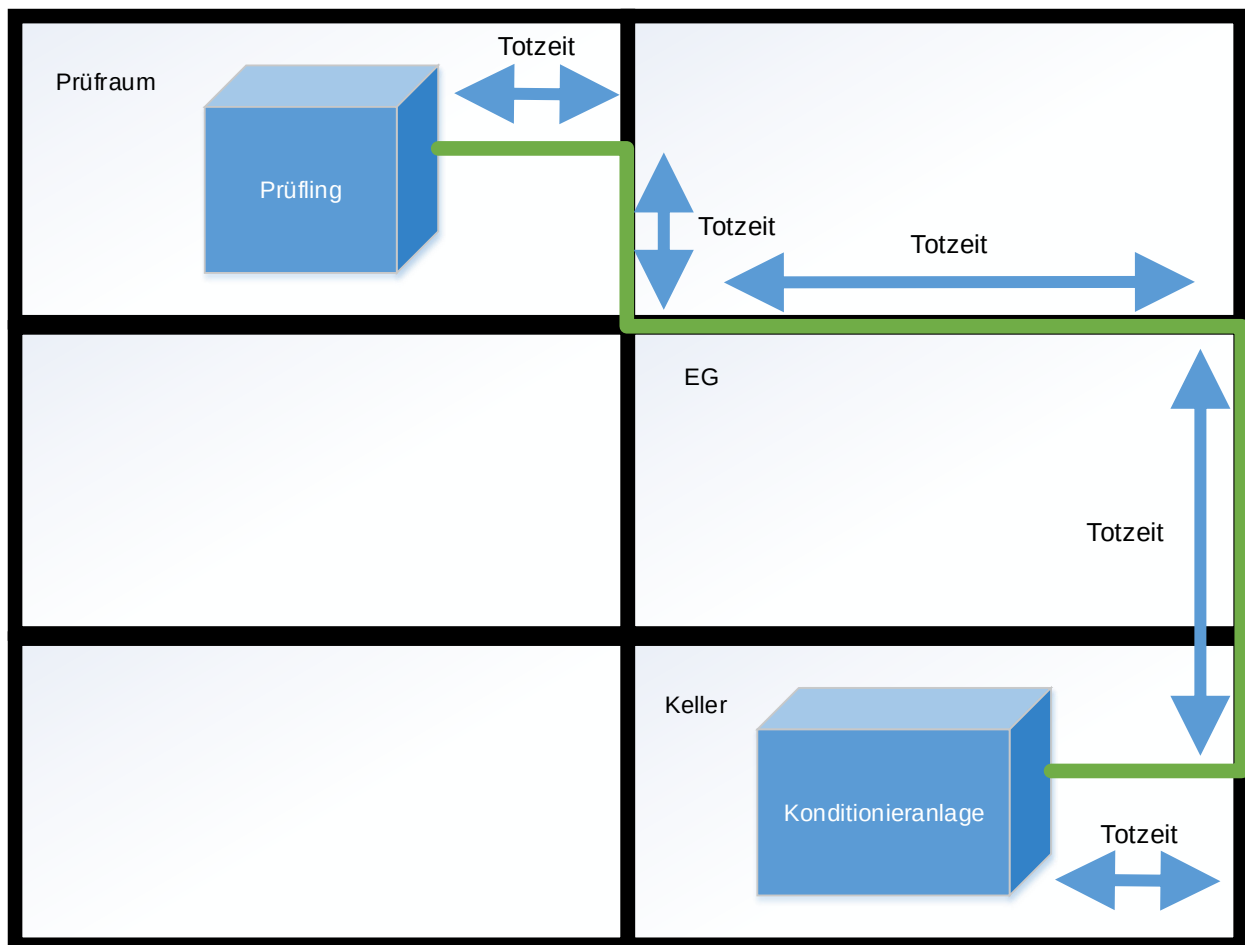


Abb. 27: Modell eines realen Prüfaufbaus, Quelle: Eigene Darstellung.

Um die Totzeit zu minimieren, ist es somit unumgänglich, das Mischelement, wie in Abb. 28 dargestellt, so nahe wie möglich am Prüfling zu platzieren. Hierbei entsteht allerdings ein neues Problem. Bei längerer Nichtbenutzung des warmen oder kalten Mediums, verliert die lange Leitung bis hin zum Prüfraum an Temperatur. Es entsteht wiederum eine neue Totzeit zwischen dem Heiz- oder Kühlelement und dem Mischelement und somit wieder eine zeitliche Verzögerung bis zum Prüfling.

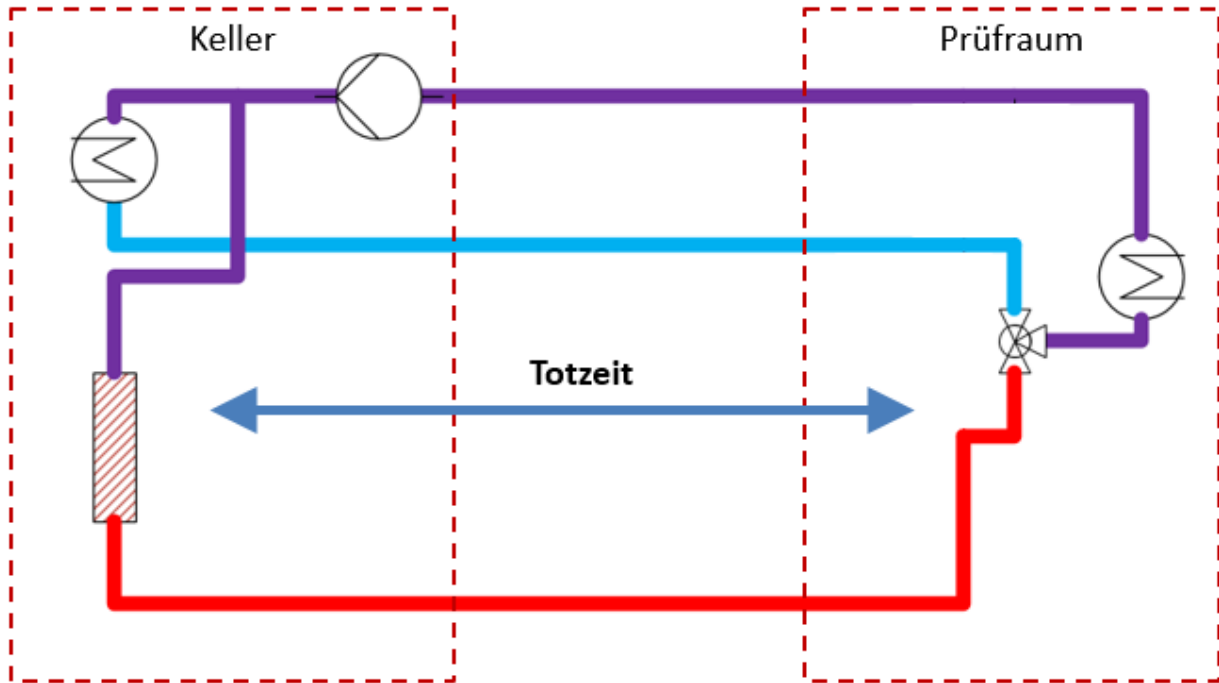


Abb. 28: Grundschemata einer einfachen Konditionieranlage – Mischelement am Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

Angenommen, eine nicht isolierte Leitung würde 2 Stunden nicht benötigt werden, das heißt, das Medium würde in der Rohrleitung stagnieren und somit nach einer bestimmten Zeit, laut folgender Gleichung, abkühlen.

$$\dot{Q} = -\frac{dQ}{dt} \quad \Rightarrow \quad k \cdot A \cdot (T - T_u) = -\frac{m \cdot c \cdot dT}{dt}$$

$$dt = -\frac{m \cdot c \cdot dT}{k \cdot A \cdot (T - T_u)} \quad \Rightarrow \quad \int_{t_0}^t dt = -\frac{m \cdot c}{k \cdot A} \cdot \int_{t_0}^t \frac{dT}{(T - T_u)} \cdot dt$$

$$t = -\frac{m \cdot c}{k \cdot A} \cdot \ln|T - T_u| + c_k$$

Um das unbestimmte Integral lösen zu können, muss die Integrationskonstante c_k durch Einsetzen bekannter Werte bestimmt werden. Als Randbedingung gilt: $t=0 \rightarrow T=T_A$

Durch Umformen der Gleichung folgt:

$$c_k = \frac{m \cdot c}{k \cdot A} \cdot \ln|T_A - T_u|$$

Nun kann die bestimmte Integrationskonstante c_k in die Ausgangsgleichung eingesetzt werden.

$$t = -\frac{m \cdot c}{k \cdot A} \cdot \ln|T - T_u| + \frac{m \cdot c}{k \cdot A} \cdot \ln|T_A - T_u|$$

$$t = \frac{m \cdot c}{k \cdot A} \cdot (\ln|T_A - T_u| - \ln|T - T_u|) = \frac{m \cdot c}{k \cdot A} \cdot \ln \left| \frac{T_A - T_u}{T - T_u} \right|$$

Um die Temperatur T nach einer bestimmten Zeit berechnen zu können, muss die Gleichung wie folgt umgeformt werden:

$$t \frac{k \cdot A}{m \cdot c} = \ln \left| \frac{T_A - T_u}{T - T_u} \right| \quad \Rightarrow \quad e^{-t \frac{k \cdot A}{m \cdot c}} = \frac{T - T_u}{T_A - T_u}$$

$$T_t = e^{-t \frac{k \cdot A}{m \cdot c}} \cdot (T_A - T_u) + T_u$$

Um den Wert für k berechnen zu können, werden die Werte für α_1 , α_2 Tabelle 2.2 und λ aus Tabelle 2.1 entnommen und in die Formel 2.20 eingesetzt.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_a}{\alpha_2 \cdot d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{700 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} + \frac{22 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 18 \cdot 10^{-3} \text{ m}} + \frac{22 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2 \cdot 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}} \cdot \ln \frac{22 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{18 \cdot 10^{-3} \text{ m}}}$$

$$k = 12 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Wird nun für die Ausgangstemperatur $T_A = 383,15 \text{ K}$, das entspricht einer Temperatur von 110 °C und für die Umgebungstemperatur $T_U = 293,15 \text{ K}$, das entspricht einer Temperatur von 20 °C , eingesetzt, so ergibt sich aus der Gleichung nach einer Zeit von 20 Minuten, eine Temperatur von $324,75 \text{ K}$, das entspricht einer Temperatur von 51 °C .

$$e^{-x} = e^{-t \frac{k \cdot A}{m \cdot c}}$$

$$x = t \frac{k \cdot A}{m \cdot c} = 20 \cdot 60 \text{ s} \frac{12 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 22 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \pi \cdot 30 \text{ m}}{(9 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 30 \text{ m} \cdot 1097 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 3400 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}} = 1,044$$

$$T_{20\text{min}} = e^{-x} \cdot (T_A - T_U) + T_U = e^{-1,044} \cdot (383,15 \text{ K} - 293,15 \text{ K}) + 293,15 \text{ K} = 324,75 \text{ K}$$

In Abb. 29 ist die Temperaturänderung über der Zeit dargestellt. Wie bei einer negativen e- Funktion üblich, ist der am Anfang starke Abfall der Temperatur deutlich zu erkennen, welcher sich jedoch mit der Zeit langsam an die Umgebungstemperatur annähert.

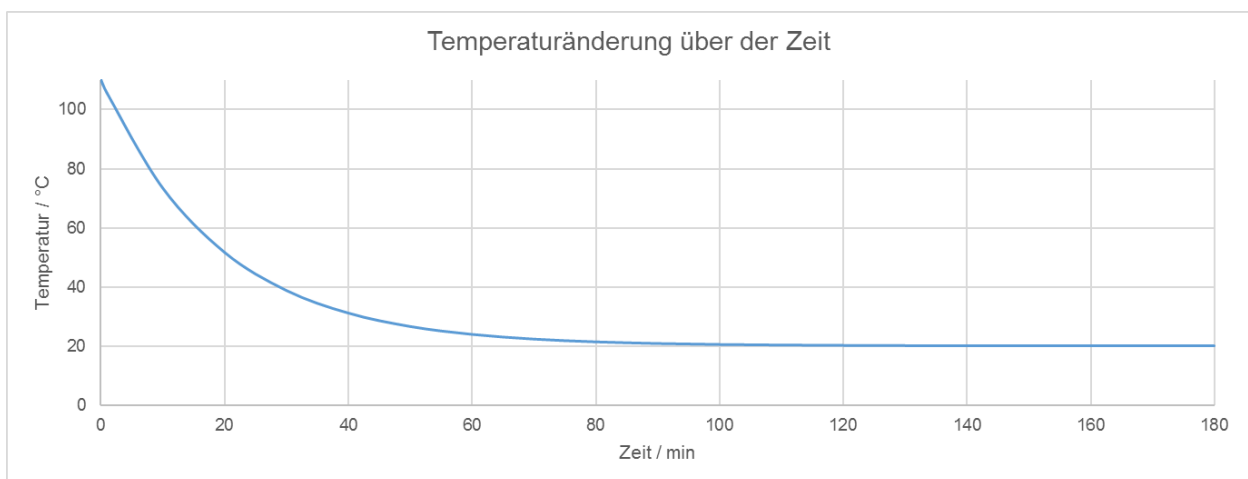


Abb. 29: Wärmeverlust einer Rohrleitung, Quelle: Eigene Darstellung.

Um das Problem der Totzeit sowie des Temperaturverlustes in den Leitungen lösen zu können, werden in den folgenden Unterpunkten mögliche Konzepte erarbeitet, bewertet und anschließend ein Konzept für eine dynamische Konditionieranlage weiterverfolgt.

3.1 Konzept1

Für das erste Konzept werden, wie in Abb. 30 dargestellt, zwei Förderelemente eingesetzt, welche das Medium ebenso bei Nichtverwendung bis zum Mischelement im Kreis, über einen Bypass, zirkulieren lassen. Um einen konstanten Volumenstrom im Zirkulationskreislauf zu generieren, wird je ein Differenzdruckregler nahe am Mischelement verbaut. Dieser wird so eingestellt, dass der Verlust der Temperatur bei Nichtverwendung des Mediums, durch einen kleinen Volumenstrom, kompensiert wird. Daraus resultierend ist das Konzept sehr energieeffizient. Nachteilig sind jedoch der erhöhte Installationsaufwand von vier Hauptleitungen sowie die Notwendigkeit von zwei Hauptfördererelementen.

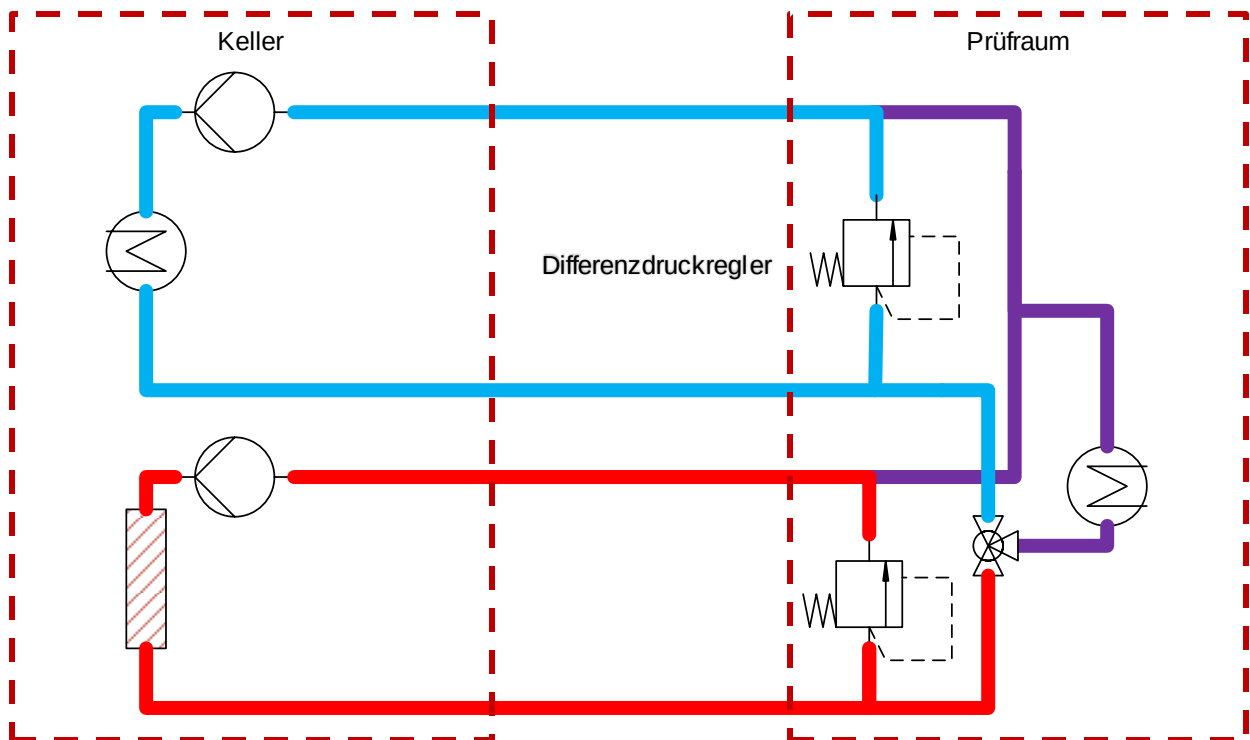


Abb. 30: Konzept 1, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Geringer Energieverbrauch	• Erhöhter Installationsaufwand • Zwei Förderelemente • Vier Leitungen

Tabelle 3.1: Vor- und Nachteile Konzept 1, Quelle: Eigene Darstellung.

3.2 Konzept2

Das zweite Konzept besitzt zwei kleine Förderelemente, welche eine Zirkulation der zwei Kreisläufe gewährleisten und nur ein Hauptförderelement. Die zwei kleinen Förderelemente können mit einer sehr niedrigen Leistung dimensioniert sein, da nur eine geringe Zirkulation benötigt wird, um den Temperaturverlust über die Leitungen zu kompensieren. Das Hauptförderelement ist für den gesamten Kreislauf ausgelegt. Die Vorteile an diesem Konzept sind ein ebenso geringer Energieverbrauch und die Notwendigkeit von nur einem Element im Prüfraum. Außerdem werden nur drei Hauptleitungen und ein Hauptförderelement benötigt. Nachteilig ist der erhöhte Installationsaufwand von insgesamt fünf Leitungen. Für die Zirkulationsrückleitung werden zusätzlich zwei, jedoch kleinere Leitungen sowie zwei weitere kleine Förderelemente benötigt, wodurch hohe Kosten entstehen.

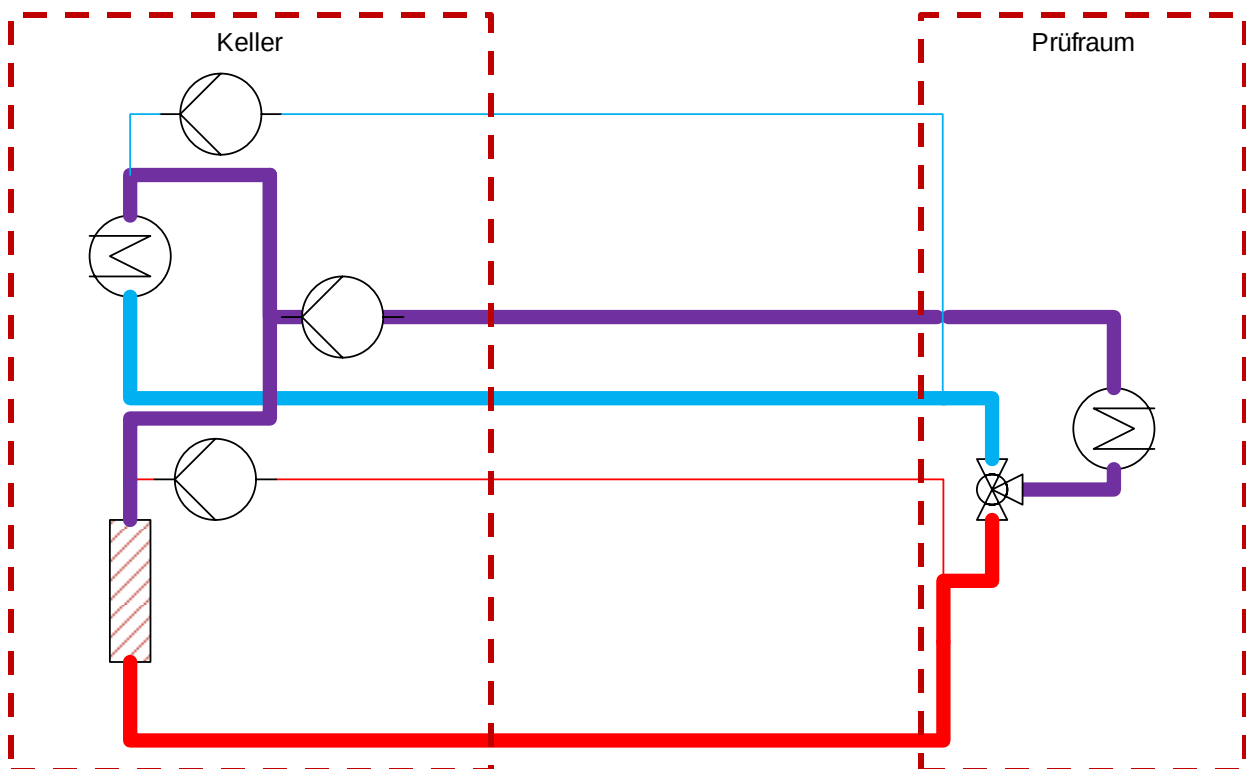


Abb. 31: Konzept 2, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Geringer Energieverbrauch • Nur ein Element im Prüfraum	• Drei Förderelemente • Fünf Leitungen • Erhöhter Installationsaufwand • Hohe Kosten

Tabelle 3.2: Vor- und Nachteile Konzept 2, Quelle: Eigene Darstellung.

3.3 Konzept3

Im dritten Konzept muss nur ein Förderelement zum Einsatz kommen. Durch die Erweiterung um zwei kostengünstige Drosselemente, kann ein kleiner Zirkulationskreislauf gewährleistet werden. Zudem kann eine gemeinsame Rückleitung genutzt werden. Nachteilig ist der erhöhte Energieverbrauch durch die gemeinsame Rückleitung. Im Zirkulationskreis muss dann nicht nur der Temperaturverlust über die Leitungen kompensiert werden, ebenso muss zusätzliche Energie aufgewendet werden, um die vermischte Rücklauftemperatur wieder auf den gewünschten Sollwert des jeweiligen Kreislaufes zu bekommen.

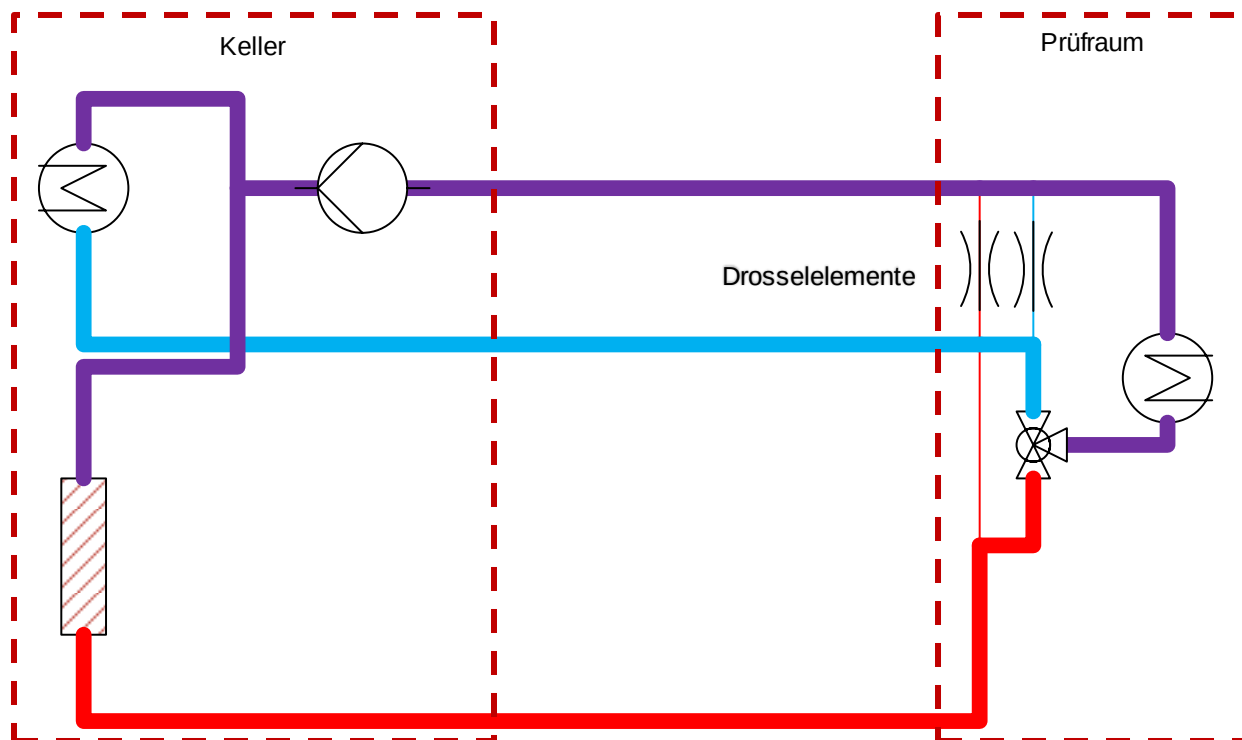


Abb. 32: Konzept3, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Drei Leitungen • Kostengünstige Elemente	• Erhöhter Energieverbrauch durch gemeinsame Rückleitung

Tabelle 3.3: Vor- und Nachteile Konzept3, Quelle: Eigene Darstellung.

3.3.1 Konzept 3.1

Um die Energieeffizienz zu steigern, wird das Konzept 3 um zwei Absperrelemente erweitert. Sobald eine Mischtemperatur benötigt wird, können die Zirkulationskreisläufe über diese geschlossen werden. Das warme und das kalte Medium in den Leitungen zum Mischelement zirkulieren über den Hauptkreis, wodurch kein Temperaturverlust vor dem Mischelement kompensiert werden muss.

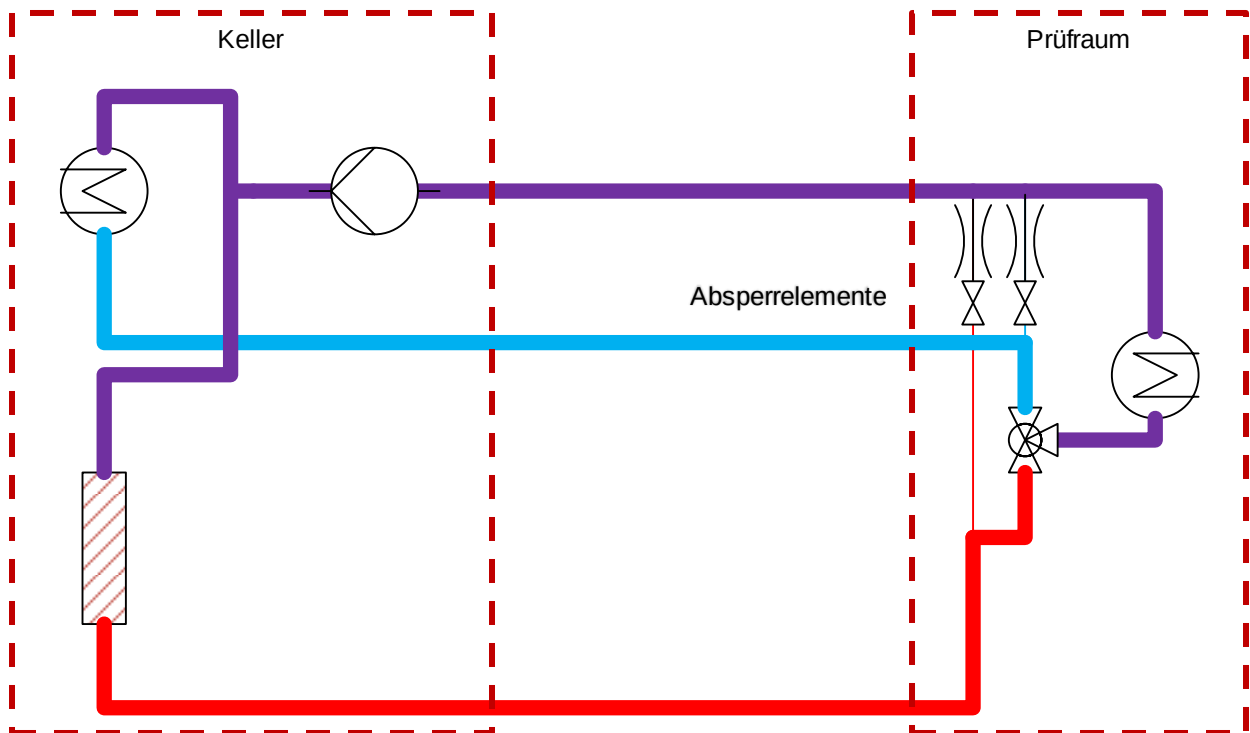


Abb. 33: Konzept 3.1, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Drei Leitungen • Kostengünstige Elemente • Energieersparnis durch Abschaltelemente	• Erhöhter Energieverbrauch durch gemeinsame Rückleitung

Tabelle 3.4: Vor- und Nachteile Konzept 3.1, Quelle: Eigene Darstellung.

3.3.2 Konzept 3.1.1

Zur weiteren Steigerung der Energieeffizienz, wird das Konzept 3.1 durch ein kleines Förderelement nahe dem Prüfling erweitert. Das Mischelement wird durch zwei Durchgangselemente ersetzt. Somit wird immer nur die benötigte Temperatur des jeweiligen Zirkulationskreislaufes hinzugegeben. Nachteilig jedoch ist, dass für ein weiteres Förderelement sowie zwei Durchgangselemente, viel Platz im Prüfraum benötigt wird.

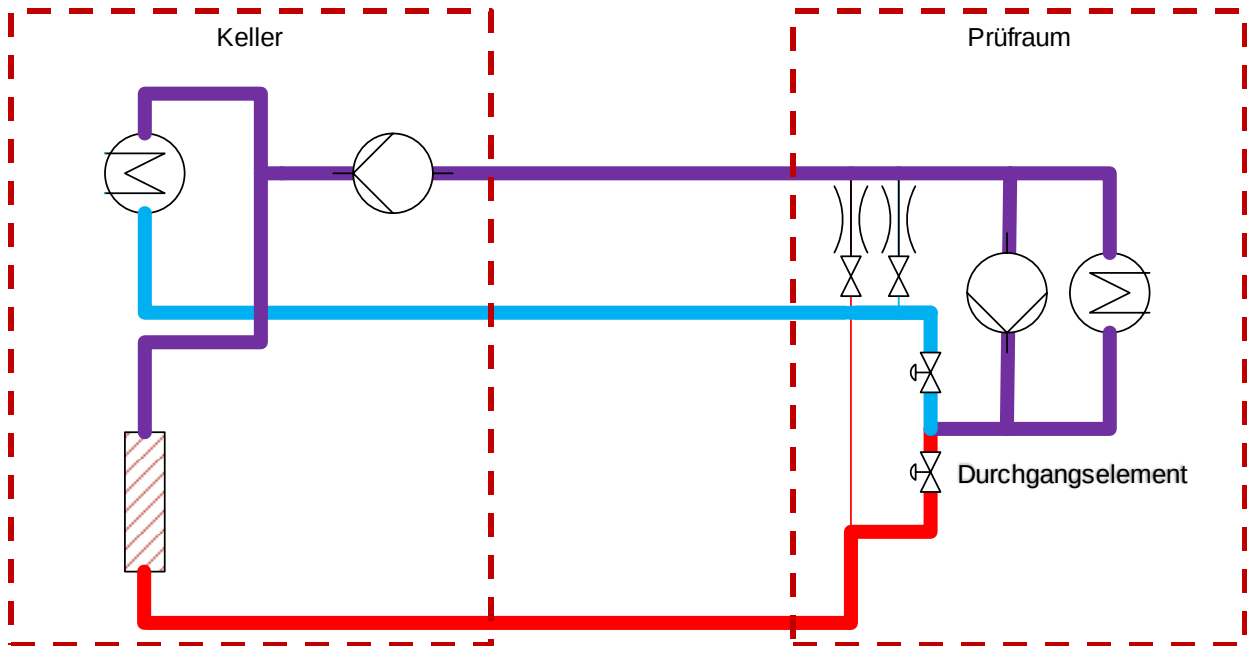


Abb. 34: Konzept 3.1.1, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Drei Leitungen • Energieeffizient	• Viele Komponenten im Prüfraum • Zwei Förderelemente • Zwei Durchgangselemente • Hohe Kosten

Tabelle 3.5: Vor- und Nachteile Konzept 3.1.1, Quelle: Eigene Darstellung.

3.3.3 Konzept 3.2

Dieses Konzept beinhaltet, wie in Konzept 2 erläutert, zwei kleine Fördererelemente. Das Hauptfördererelement befindet sich im Prüfraum. Die Energieeffizienz wird, wie in Konzept 3.1.1 beschrieben, gesteigert. Es wird immer nur die benötigte Temperatur des jeweiligen Zirkulationskreislaufes hinzugegeben. Die zwei Durchgangselemente werden durch ein Mischelement und zwei Absperrventile substituiert. Der Nachteil an diesem Konzept ist ebenso der benötigte Platz des Hauptfördererelementes im Prüfraum sowie die schwierige Regelung durch große Unterschiede der Druckabfälle im kleinen Kreis zwischen Mischelement und Prüfling sowie im Hauptkreis zwischen Prüfling und Keller.

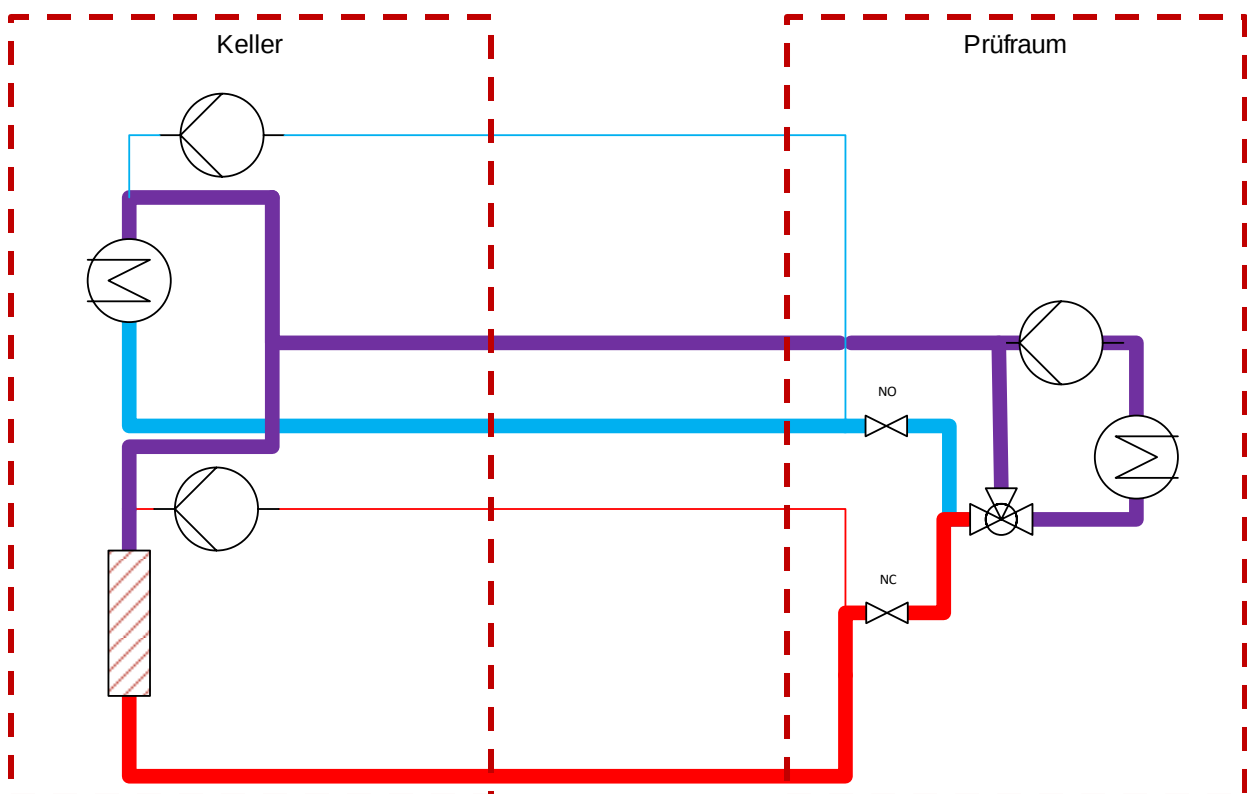


Abb. 35: Konzept 3.2, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Energieeffizient	• Erhöhter Installationsaufwand • Großes Fördererelement im Prüfraum • Drei Fördererelemente • Hohe Kosten • Schwer zu Regeln

Tabelle 3.6: Vor- und Nachteile Konzept 3.2, Quelle: Eigene Darstellung.

3.3.4 Konzept 3.3

Das Konzept 3.3 ergänzt das Konzept 3.1 durch zwei weitere Absperrventile. Des Weiteren wird ein kleines Fördererelement nahe dem Prüfling, wie in Konzept 3.2 beschrieben, benötigt. Der Nachteil dieses Konzeptes liegt ebenso an dem benötigten Platz im Prüfraum sowie bei der schwierigen Regelung wie in Konzept 3.2 beschrieben.

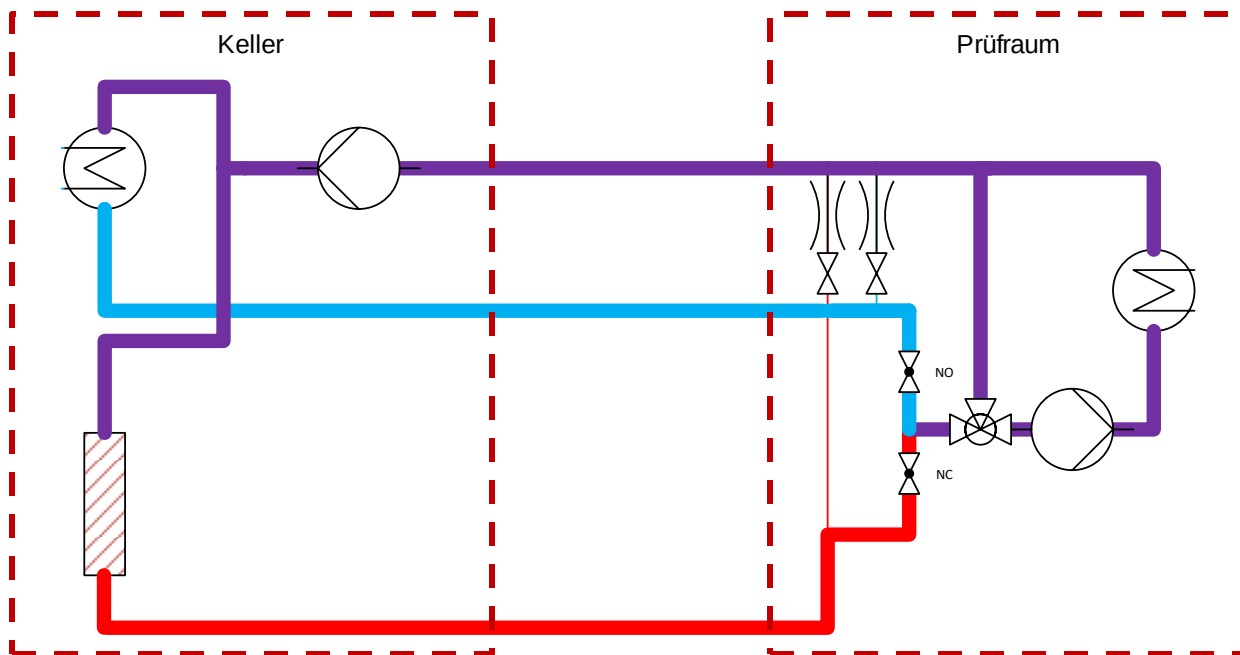


Abb. 36: Konzept 3.3, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Energieeffizient	• Erhöhter Installationsaufwand • Großes Fördererelement im Prüfraum • Drei Fördererelemente • Hohe Kosten • Schwer zu Regeln

Tabelle 3.7: Vor- und Nachteile Konzept 3.3, Quelle: Eigene Darstellung.

3.4 Konzept4

Eine völlig andere Möglichkeit die Temperatur zu Mischen ist das Konzept 4. Vier Fördererelemente ersetzen die zuvor verwendeten Mischelemente. Um die Temperatur mischen zu können, werden die beiden grünen und orangen Fördererelemente gegengleich gesteuert. Laufen die beiden grünen Fördererelemente zum Beispiel mit 90% ihrer Leistung und die beiden orangen Fördererelemente mit 10% ihrer Leistung, entsteht ein Mischverhältnis von 80 zu 20 von kalt zu warm. Die Fördererelemente im Zirkulationskreis haben ebenso nur die Aufgabe, wie in Konzept 2 beschrieben, den Temperaturverlust zu kompensieren. Um ein Rückwärtsströmen des Mediums zu verhindern, müssen die beiden Hauptfördererelemente so geregelt werden, dass immer ein Gegendruck entsteht. Zudem müssen die beiden kleineren Zirkulationselemente so angesteuert werden, dass immer nur der Temperaturverlust über die Leitungen kompensiert wird. Daraus resultiert eine sehr komplexe Regelung und es entstehen hohe Kosten durch vier Fördererelemente und den zugehörigen Komponenten zur Regelung des Volumenstroms.

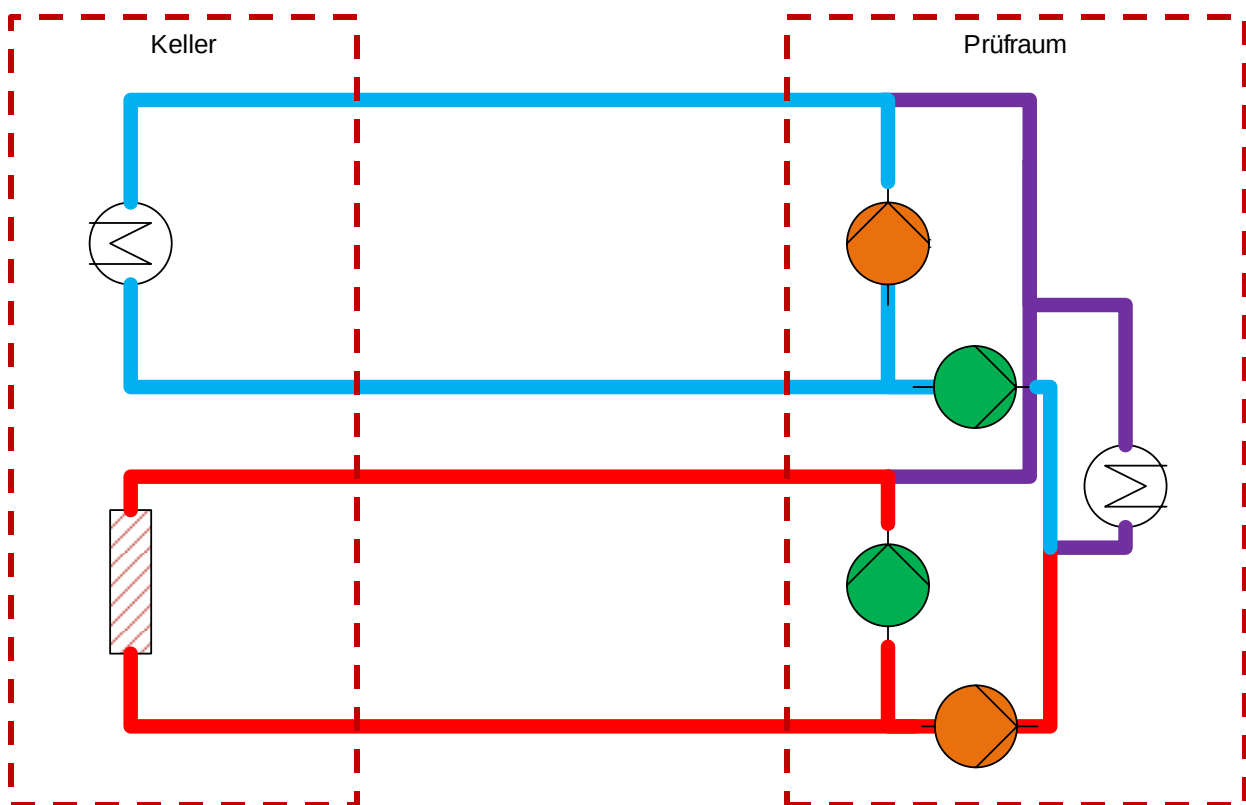


Abb. 37: Konzept 4, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Energieeffizient	• Erhöhter Installationsaufwand • Großes Fördererelement im Prüfraum • Drei Fördererelemente • Hohe Kosten • Schwer zu Regeln

Tabelle 3.8: Vor- und Nachteile Konzept 4, Quelle: Eigene Darstellung.

3.5 Konzept5

Konzept 5 basiert auf Konzept 1, wobei die zwei Mischelemente den Platz der beiden Differenzdruckregler einnehmen. Diese haben zugleich die Aufgabe den Zirkulationskreis aufrecht zu erhalten sowie des Mischens der geforderten Temperatur für den Prüfling. Der Vorteil an diesem Konzept ist ebenso die Energieeffizienz wie in Konzept 1 beschrieben. Nachteile sind wiederum der benötigte Platz im Prüfraum sowie die Notwendigkeit von zwei Hauptfördererelementen, welche hohe Kosten verursachen.

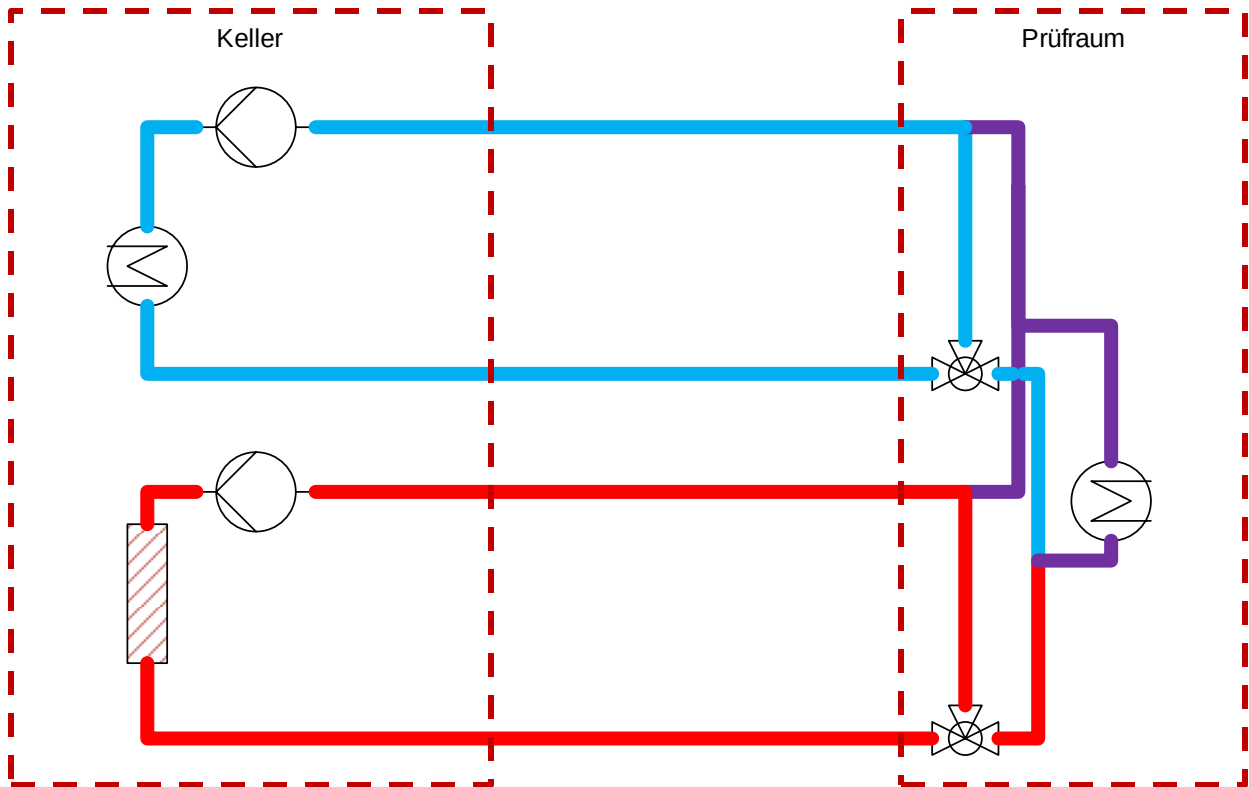


Abb. 38: Konzept5, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Energieeffizient	• Erhöhter Installationsaufwand • Großes Fördererelement im Prüfraum • Drei Fördererelemente • Hohe Kosten • Schwer zu Regeln

Tabelle 3.9: Vor- und Nachteile Konzept5, Quelle: Eigene Darstellung.

3.6 Konzept6

Konzept 6 basiert ebenso auf dem ersten Konzept. Hierbei sind die Zirkulationsfördererelemente wieder kleiner ausgelegt und das Hauptfördererelement befindet sich nahe am Prüfling. Durch die zwei Durchgangselemente kann, wie in Konzept 3.1.1 beschrieben, die benötigte Temperatur beigemengt werden. Der Vorteil an diesem Konzept ist eindeutig die Energieeffizienz des Konzeptes, wobei der benötigte Platz im Prüfraum, um alle Komponenten unterzubringen, erneut als Nachteil anzusehen ist.

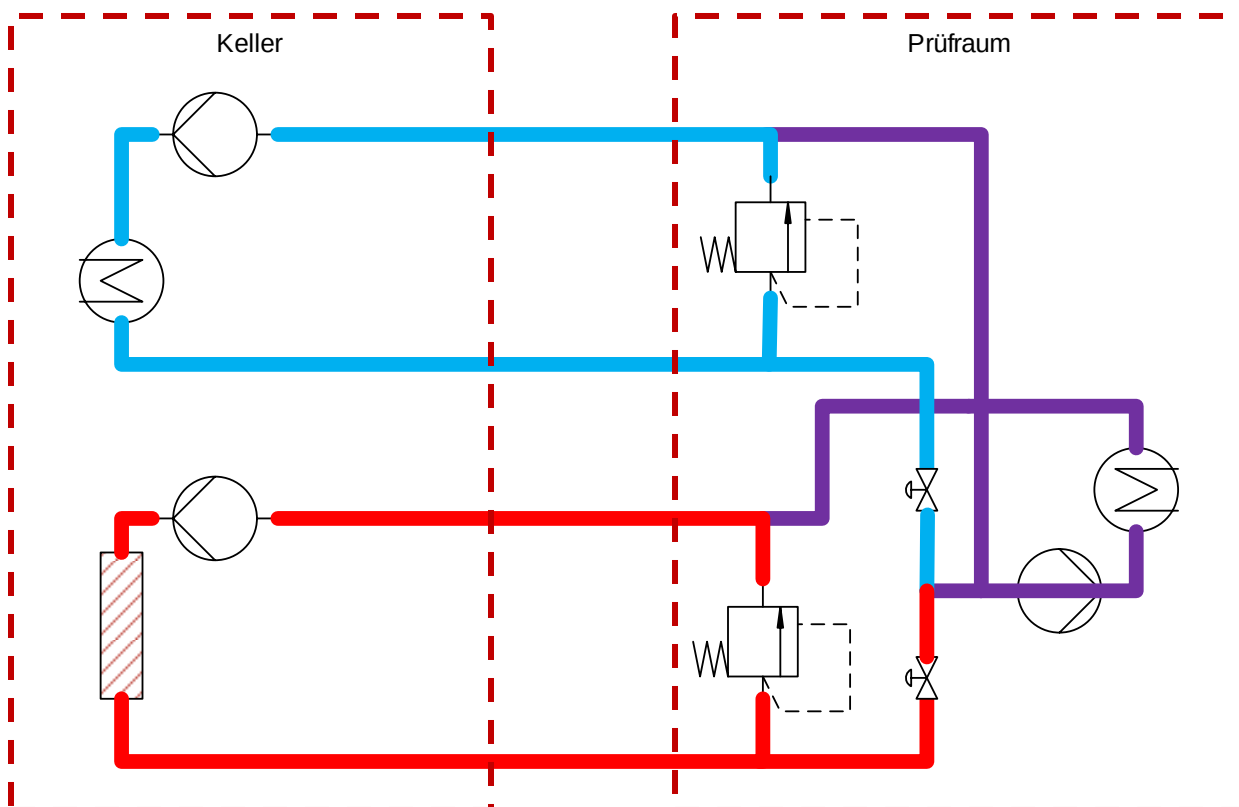


Abb. 39: Konzept 6, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Energieeffizient	• Erhöhter Installationsaufwand • Großes Fördererelement im Prüfraum • Drei Fördererelemente • Hohe Kosten • Schwer zu Regeln

Tabelle 3.10: Vor- und Nachteile Konzept 6, Quelle: Eigene Darstellung.

3.7 Konzept 6.1

Die kostengünstigere Variante stellt das Konzept 6.1 dar. Für dieses Konzept wird nur ein Regelelement benötigt und dieses wird um zwei Absperrelemente erweitert. Dadurch kann ebenso die benötigte Temperatur beigemengt werden und Kosten können somit eingespart werden. Der Vorteil im Vergleich zu Konzept 6, ist eine geringe Kosteneinsparung durch die Verwendung und Regelung von nur einem Durchgangselement.

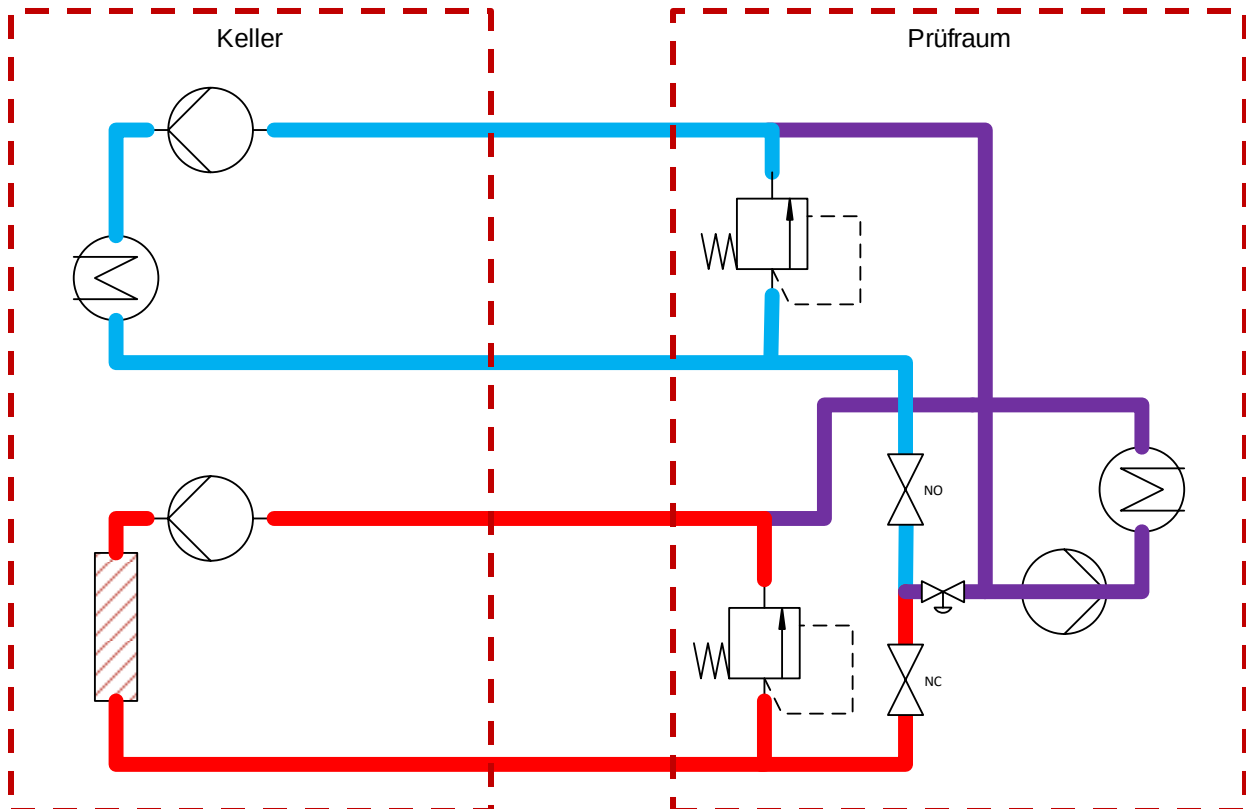


Abb. 40: Konzept 6.1, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorteile	Nachteile
• Dynamische Regelung möglich • Energieeffizient	• Erhöhter Installationsaufwand • Großes Förderelement im Prüfraum • Drei Förderelemente • Hohe Kosten • Schwer zu Regeln

Tabelle 3.11: Vor- und Nachteile Konzept 6.1, Quelle: Eigene Darstellung.

3.8 Bewertung und Auswahl eines geeigneten Konzeptes

Ziel ist es, durch Punkte- Bewertung der verschiedenen Konzepte, ein Ranking zu erstellen und nach den Kriterien, wie in Tabelle 3.12 dargestellt, zu bewerten. Hierfür werden die jeweiligen Experten aus den verschiedenen Fachabteilungen für die Bewertung in einem Meeting herangezogen.

Die Bewertung der einzelnen Punkte erfolgt durch die subjektive Meinung der verschiedenen Fachabteilungsvertreter im umgekehrten Schulnotensystem.

Bei der Gewichtung stehen die Kosten der Anlage im Vordergrund. Größe der Komponenten im Prüfraum, Regelbarkeit des Systems und Energieeffizienz sind zweitrangig. Konzeptsicherheit und Aufwand der Installation vor Ort haben eine geringe Gewichtung bei der Auswahl. Es hat sich hierbei das Konzept 3.1 für am geeignetsten herausgestellt und wird somit für einen Prototyp in dieser Masterarbeit weiterverfolgt.

Kriterien	Gewichtung	Konzept								
		1/5	2	3	3.1	3.1.1	3.2	4	6	6.1
Kosten	30%	3	3	5	5	3	2	3	2	2
Größe im Prüfraum	20%	4	4	5	4	2	2	1	2	2
Regelbarkeit	20%	3	3	2	2	3	3	5	4	3
Energieeffizienz	20%	2	2	1	3	4	5	2	5	5
Konzept Sicherheit	5%	4	3	4	4	4	4	3	5	5
Installationsaufwand	5%	3	3	5	5	4	1	1	2	2
Punkte nicht gewichtet		19	18	22	23	20	17	15	20	19
Punkte gewichtet	100%	18,3	18	21,3	22,5	18,6	17,1	16,2	18,9	17,7
PLATZIERUNG		5	6	2	1	4	8	9	3	7

Tabelle 3.12: Bewertung der Konzepte, Quelle: Eigene Darstellung.

3.9 Detailliertes Konzept

Da für ein laufendes Projekt im Unternehmen eine Konditionieranlage benötigt wird, soll der Prototyp über dieses Projekt finanziert werden. Diese Anlage fordert jedoch keine besonderen Anforderungen hinsichtlich der Dynamik. Durch leichte Modifikation des Grundschemas dieser Anlage, kann diese so erweitert werden, dass das ausgewählte Konzept validiert werden kann.

Das Konzept für das laufende Projekt basiert auf dem in Kapitel 3 beschriebenen Grundkonzept. Durch Erweiterung der in Abb. 41 rot eingezeichneten Elemente, kann das ausgewählte Konzept auf dieser Basis validiert werden. Dazu müssen lediglich zwei Zirkulationsleitungen sowie die Drossel- und Absperrerelemente am Konzept der Anlage erweitert werden. Durch lange Leitungen zwischen dem Mischelement und dem Heiz- bzw. Kühlelement, kann ein realer Aufbau mit 15 m Entfernung nachgebildet werden.

In Tabelle 3.13 sind die wichtigsten Komponenten des Anlagenschemas und deren Hauptaufgaben aufgelistet:

Komponente	Aufgabe
Wartungseinheit (Druckschalter+ Notstopventil)	• Reduzierung auf maximalen Systemdruck • Filtern der Luft • Absperren des Systemdrucks im Fehlerfall
Druckregler	• Einstellen des Systemdrucks
Sicherheitsventil	• Ablassen des Drucks im Fehlerfall
Pumpe	• Fördern des Mediums
Filter	• Filtern des Mediums
Behälter	• Ausgleichen des Volumens bei temperaturbedingter Ausdehnung des Mediums
3- Wege Mischventil	• Mischen der benötigten Temperatur
Durchflusssensor	• Messung des Volumenstroms
Durchgangsventil	• Regelung des Volumenstroms
Kupplung	• Schnittstelle zur Anlage
Messstelle	• Messen der Temperatur und des Drucks

Tabelle 3.13: Komponenten und deren Hauptaufgaben, Quelle: Eigene Darstellung.

Tabelle 3.14 zeigt die zugehörigen Symbole für die verwendeten Komponenten. Das detaillierte Konzept des Prototyps ist in Abb. 41 dargestellt. Die Komponenten werden im folgenden Kapitel näher erläutert.

 Sicherheitsventil	 Behälter	 Durchgangsventil
 Pumpe	 3-Wege-Mischventil	 Kupplung
 Filter	 Durchflusssensor	 Messstelle

Tabelle 3.14: Symbole der verwendeten Komponenten, Quelle: Eigene Darstellung.

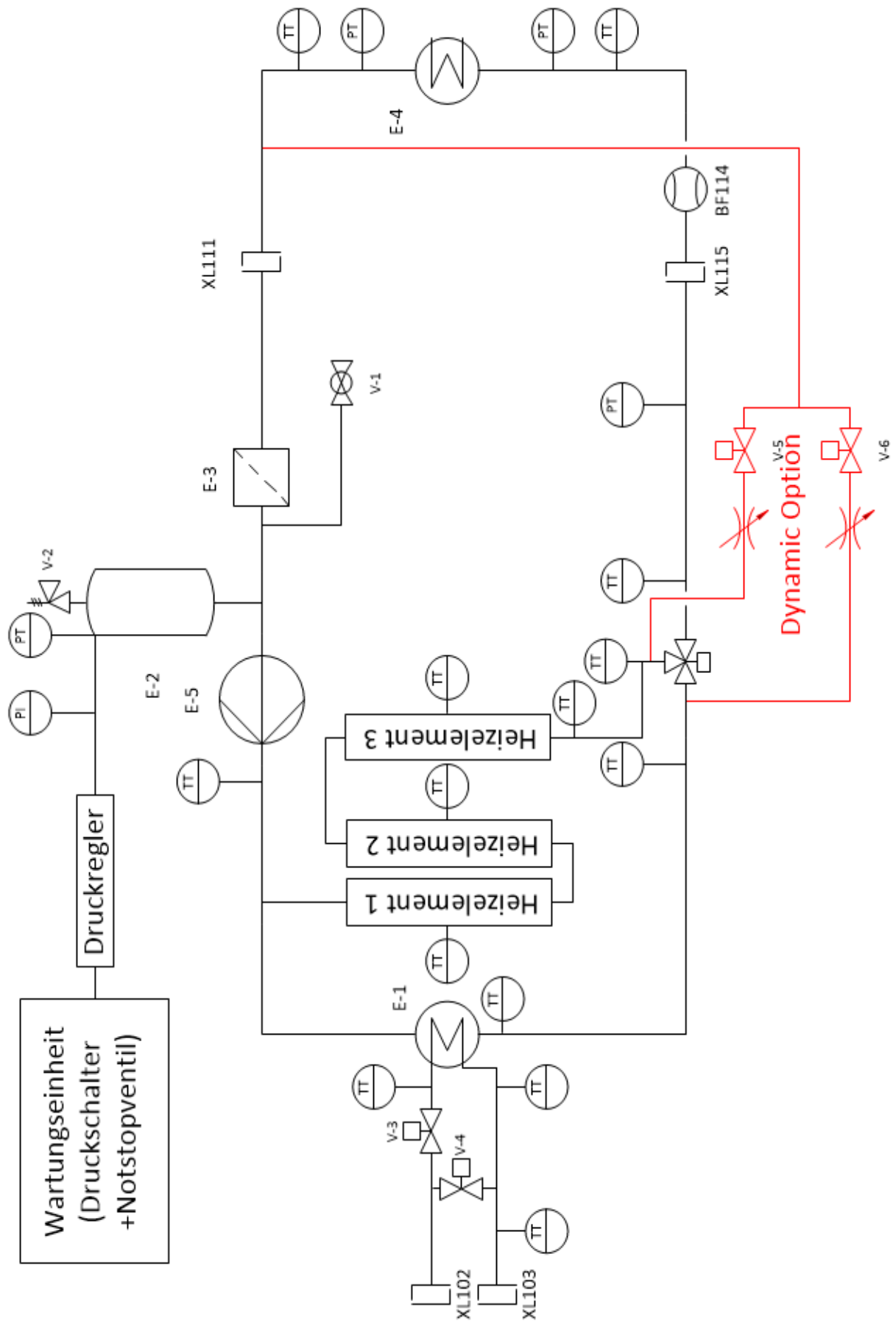


Abb. 41: Detailliertes Konzept des Prototyps, Quelle: Eigene Darstellung.

4 KONSTRUKTION EINES PROTOTYPS

Die Konstruktion eines Prototyps einer dynamischen Konditionieranlage, des in Kapitel 3.8 ausgewählten Konzeptes, wird in diesem Abschnitt erarbeitet. Hierzu werden die geeigneten Komponenten ausgelegt und ausgewählt, sowie die Konstruktion und Steuerung beschrieben.

4.1 Anforderungen

Die wichtigsten Kenngrößen, welche an die Konditionieranlage gestellt werden, sind in Tabelle 4.1 aufgelistet:

Technische Anforderungen			
Allgemeine Daten			
Abmessungen	L	max. 900	mm
	B	max. 550	mm
	H	max. 1300	mm
Umgebungstemperatur		2 - 40	°C
Leergewicht		-	kg
Konditionierkreislauf			
Leistung	Kühlen	20	kW
Änderungsgeschwindigkeit		-1	K/s
Regelgenauigkeit statisch		± 0,5	K
Regelgenauigkeit dynamisch		± 1	K
Leistung	Heizen	20	kW
Änderungsgeschwindigkeit		1	K/s
Regelgenauigkeit statisch		± 0,5	K
Regelgenauigkeit dynamisch		± 1	K
Arbeitstemperatur		-20 - 140	°C
Temperaturregelbereich		-15 - 110	°C
Druckverlust bei $V_{nom} = 30 \text{ l/min}$ ohne Leitung und Prüfobjekt		50 (0,5)	kPa (bar)
Durchfluss bei 100 kPa Druckabfall		30	l/min
Systemdruck	max.	400 (4)	kPa (bar)
Öffnungsdruck Sicherheitsventil		500 (5)	kPa (bar)
Glykol Anteil	Ausgelegter Wert	50	%
Füllvolumen der Anlage		20	dm ³
Kühlwasserkreislauf			
Leistung		20	kW
Vorlauftemperatur		6 / 30	°C
Rücklauftemperatur		12 / 50	°C
Durchfluss		10	l/min
Systemdruck	max.	400 (4)	kPa (bar)
Öffnungsdruck Sicherheitsventil		-	kPa (bar)
Glykol Anteil		50	%
Druckluftversorgung			
Druckbereich		400 - 600 (4-6)	kPa (bar)
Druckluft Spezifikation nach ISO Norm 8573-1 : 6-6-3	Partikel < 5µm und < 5 mg/m ³	Taupunkt +10 °C	Ölkonzentration < 1 mg/m ³
Stromversorgung			
Spannung		~ 3 x 400	VAC
Frequenz		50	Hz
Schutzklasse		IP 54	
Leistung		22	kW

Tabelle 4.1: Technische Anforderungen an den Prototyp, Quelle: Eigene Darstellung.

4.2 Komponenten und rechnerische Auslegung

Folgende Hauptkomponenten werden in den Unterkapiteln erarbeitet:

- Heizelemente
- Leitungen
- Verbindungselemente und Schmutzfänger
- Wärmetauscher
- Mischventile
- Sensoren
- Förderelemente
- Durchgangsventil
- Betriebsluftversorgung

Um den geeigneten Dichtwerkstoff für die O-Ringe auswählen zu können, wird in Tabelle 4.2 ein Überblick über die herkömmlichen Dichtwerkstoffe und deren Verwendungszweck, laut Literatur, dargestellt.⁸¹

Werkstoff	Temperatur / °C		Eigenschaften
	min.	max.	
NBR Nitril-Butadien- Kautschuk	-30	+100	Standardwerkstoff für O-Ringe mit breitem Anwendungsgebiet bei statischem Druck bis ca. 100 bar. Beständig gegen Öle, Schmierstoffe und Wasser (bis +80 °C). Nicht beständig gegenüber Kraftstoffen mit hohem Aromaten Anteil und Bremsflüssigkeiten auf Glykol Basis.
EPDM Ethylen- Propylen-Dien- Kautschuk	-40	+140	Beständig gegenüber Heißwasser, Wasserdampf und Chemikalien. Speziell für Waschlaugen und verdünnte Säuren. Nicht beständig gegenüber Mineralölprodukten und Kraftstoffen.
FKM (Viton®) Fluorkautschuk	-20	+200	Beständig gegenüber hohen Temperaturen und Chemikalien. Nicht beständig gegenüber Heißwasser, Wasserdampf, Bremsflüssigkeiten auf Glykol Basis und anorganischen Säuren.

Tabelle 4.2: Dichtwerkstoffe und deren Eigenschaften, Quelle: Eigene Darstellung.

Wie aus der Tabelle 4.2 hervorgeht, sind die Materialien EPDM und FKM für den gewünschten Temperaturbereich geeignet. Werden jedoch die genauen Eigenschaften näher betrachtet, stellt sich heraus, dass FKM nicht beständig gegenüber Heißwasser ist. Folglich kommt nur EPDM als Dichtwerkstoff für die Komponenten, die mit dem Heißwasser in Berührung kommen, in Frage.

Da es von der Konditionieranlage in weiterer Folge eine Kleinserie geben soll, ist bei der Analyse und Auswahl der Komponenten ebenso darauf zu achten, dass diese als Edelstahlausführung zur Verfügung stehen, da Anlagen von Kunden oftmals buntmetallfrei gewünscht werden. Dies bedeutet, dass keine Materialien wie Kupfer oder Messing bei Komponenten, welche mit dem Medium im Hauptkreis in Berührung kommen, verwendet werden dürfen.

⁸¹ Arcus (2016), Online-Quelle [22.11.2016]

4.2.1 Hezelemente

Um die gängigsten, am Markt verfügbaren Hezelemente genauer analysieren und vergleichen zu können, werden die wichtigsten Parameter in Tabelle 4.3 abgebildet. Hauptaugenmerk bei der Auswahl ist der Preis, das Material und die Möglichkeit der mechanischen Temperaturregelung sowie einer Temperaturbegrenzung, um im Fehlerfall ein Überhitzen verhindern zu können. Eine vergrößerte Ansicht befindet sich im Anhang 2.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T
1	Hersteller	Bild	Typ	Verschraubung	Rohrheizkörper	Kappe	Leistung	Oberflächen	Temp.	Druck	Einbautiefe	unbeheizte	Gewinde	Begrenzer	Regeltemp.			Lieferzeit	Bemerkung	Preis
2				Mat.	Mat.	Mat.	kW	Leistung	max.	max.	mm	Länge		max.	min.	max.	Einstellung	Tage		1
3								W/m ²	°C	bar		mm		°C	°C	°C				
4	Türk & Hillinger		1105688	Edelstahl	Alloy 825	Kunststoff	7,5	10,4		6	550	100	1 1/2	140	32	110		7		155,0
5	Türk & Hillinger		1105712	Edelstahl	Alloy 825	Kunststoff	6			6	480	100	1 1/2	140	32	110		7		168,6
6	Türk & Hillinger		1105713	Edelstahl	Alloy 825	Kunststoff	9			6	660	100	1 1/2	140	32	110		7		169
7	Carlo Legisch		HTK800470	Edelstahl	Edelstahl	Kunststoff	6	9,4	110	10	470	40	1 1/2		30	110	außen			237
8	Lohmann		AR 650	Edelstahl	Edelstahl	Edelstahl	6	6,2	110	6	650	30	1 1/2	-	10	120	innen	35		255,0
9	Carlo Legisch		HTK800600	Edelstahl	Edelstahl	Kunststoff	6	7,1	110	10	600	40	1 1/2		30	110	außen			265
10	Eska		Sonder	Messing	Edelstahl	Kunststoff	6					50	1 1/2							268
11	Eska		1505639106480	Messing	Edelstahl	Kunststoff	7,5	5,6				50	1 1/2	140	30	110		25		290,2
12	Eska		1505639106479	Edelstahl	Edelstahl	Kunststoff	7,5	5,6				50	1 1/2	140	30	110		25		321,4
13	Schwarz		Sonder	Messing	Edelstahl	Edelstahl	6	5,03	110	6	950	120	1 1/2	150		-		35		328,5
14	Schwarz		Sonder	Messing	Edelstahl	Edelstahl	6	6,09	110	6	700	100	1 1/2	150		-		35		328,5
15	Schwarz		Sonder	Messing	Edelstahl	Edelstahl	6	6,09	110	6	700	100	1 1/2	140	30	110	innen	35		328,5
16	Schwarz		Sonder	Edelstahl	Edelstahl	Edelstahl	6	6,09	110	6	700	100	1 1/2	150		-		35		354,0
17	Eska		Sonder	Messing	Edelstahl	Kunststoff	12	3,3			1200	50	2		95	180		35		361,4
18	Lohmann		EPICB I 60,0	Edelstahl	Edelstahl	Verzinkt	6	6,8	110	6	600	50	1 1/2	150		-		35		446,3
19	Jeka		Sonder	Edelstahl	Edelstahl	Kunststoff	6	-	110	-	580	100	2	110		-		42		464,2
20	Lohmann		EPICB III 60,0	Edelstahl	Edelstahl	Verzinkt	6	5	110	6	600	50	2	150		-		35		526,0

Tabelle 4.3: Auflistung möglicher Hezelemente, Quelle: Eigene Darstellung.

Aus der Analyse diverser Hersteller und Modelle aus Tabelle 4.3, wurde das Hezelement 1105688 der Firma *Türk & Hillinger*, wie in Abb. 42 abgebildet, ausgewählt. Um die gewünschte Heizleistung von 20 kW bereitstellen zu können, werden drei Stück zu je 7,5 kW zum Einsatz kommen. Das Hezelement ist mit einem einstellbaren Thermostat von 32 °C bis 110 °C und einem Temperaturbegrenzer von 140 °C ausgestattet. Das Thermostat kann folglich auf die maximale Temperatur eingestellt werden. Um die Heizleistung kontinuierlich regeln zu können, wird ein Thyristorsteller benötigt. Dadurch ist es möglich, die Leistung von 0 – 100 % vorzugeben.



Abb. 42: Produktfoto *Türk & Hillinger* Hezelement 1105688, Quelle: Türk&Hillinger (2016), Online-Quelle [20.11.2016].

4.2.2 Leitungen

Vorgabe seitens des Kunden ist es, alle Verbindungen mit Schneidringverschraubungen laut DIN 2353 auszuführen.

Zur Berechnung des maximal möglichen Druckabfalls in den Leitungen, werden die Werte für die Dichte und die dynamische Viskosität für eine Temperatur von -20 °C aus den Datenblättern von Wasser/Glykol 50/50 aus dem Anhang 1 entnommen. Da die Werte mit steigender Temperatur kleiner werden und diese proportional zum Druckverlust sind, folgt ein geringer Druckverlust in den Leitungen.

Um den Druckverlust berechnen zu können, muss zuerst die Strömungsgeschwindigkeit v laut Formel 2.4 bestimmt werden.

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{4 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot (60 \text{ s})^{-1}}{\pi \cdot (18 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2} = 1,965 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Daraus kann die Reynoldszahl Re laut Formel 2.11 ermittelt werden.

$$Re = \frac{1,965 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 18 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 1095 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}{26 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 1490 = \text{laminare Strömung}$$

Um den Zetawert ζ für eine Rohrlänge von 1 m bestimmen zu können, muss dieser laut Formel 2.13 wie folgt berechnet werden. Die Werte $c_1 = 64$ und $c_2 = 1$ wurden aus dem Kapitel 2.1.4.1 für die Reynoldszahl $Re = 1490$ entnommen.

$$\zeta = \frac{c_1}{Re^{c_2}} \cdot \frac{l}{d_h} = \frac{64}{1490^1} \cdot \frac{1}{18 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 2,386$$

Aus diesen Werten kann laut Formel 2.3 wie folgt der Druckverlust berechnet werden.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot 1095 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot (1,965 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 \cdot 2,386 = 5044 \text{ Pa}$$

Das entspricht einem Druckverlust von 0,05044 bar.

Konstruktion eines Prototyps

Um ein Optimum zwischen geringem Druckverlust und kleinen Rohrleitungen generieren zu können, werden in Frage kommende Rohrdurchmesser auf den zugehörigen Druckverlust berechnet und in Tabelle 4.4 dargestellt.

Rohr DIN 2353	18L	22L	28L	32L
Innen Ø / mm	14	18	24	28
Rohrlänge	Druckverlust			
m	bar	bar	bar	bar
1	0,14	0,05	0,02	0,01
2	0,28	0,10	0,03	0,02
3	0,43	0,15	0,05	0,03
4	0,57	0,20	0,07	0,04
5	0,71	0,25	0,08	0,04
6	0,85	0,30	0,10	0,05
7	0,99	0,35	0,11	0,06
8	1,14	0,40	0,13	0,07
9	1,28	0,45	0,15	0,08
10	1,42	0,50	0,16	0,09

Tabelle 4.4: Druckverlust in Rohrleitungen, Quelle: Eigene Darstellung

Ein Optimum zwischen geringem Druckverlust und kleinstmöglichem Rohrquerschnitt hat laut der Berechnung das 22L Rohr ergeben, da der Druckverlust für ein 18L Rohr zu groß ist. Das würde bedeuten, dass ein wesentlich teureres Förderelement benötigt werden würde. Ein 28L Rohr hätte zwar einen geringeren Druckverlust, jedoch vice versa höhere Kosten. Es kann zwar ein kleineres und somit günstigeres Förderelement zum Einsatz kommen, jedoch würden die Materialkosten der Rohrleitung sehr hoch ausfallen.

Um in weiterer Folge eine passende Pumpe auswählen zu können, muss die gesamte Rohrlänge der Anlage abgeschätzt werden. Dabei ergibt sich, wie in Tabelle 4.5 dargestellt, ein Druckverlust von 1,66 bar für das gesamte Leitungssystem.

	Länge	Druckverlust
Leitung	m	bar
Vorlauf	15	0,76
Rücklauf	15	0,76
System	3	0,15
Summe	33	1,66

Tabelle 4.5: Gesamtdruckverlust der Rohrleitungen, Quelle: Eigene Darstellung.

4.2.3 Verbindungselemente und Schmutzfänger

Geeignete Verbindungselemente werden benötigt, um das ausgewählte Rohr und die restlichen Komponenten der Anlage verbinden zu können.

Um ebenso eine Berechnungsgrundlage für die folgende Auslegung der Pumpe zu haben, muss die mögliche Anzahl an Verbindungselementen im System abgeschätzt und mit der Formel 2.3 berechnet werden.

Der Zetawert ζ für ein Winkelement ist laut Herstellerdatenblatt $\zeta = 1$.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot 1095 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot (1,965 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 \cdot 1 = 2114 \text{ Pa}$$

Das entspricht einem Druckverlust von 0,02114 bar.

Der Druckverlust der Schnittstellen sowie etwaige T-Elemente wurden ebenso als Winkelement angenommen.

	Anzahl	Druckverlust
Art	-	bar
Winkelement	10	0,21
T-Element	4	0,09
Summe	33	0,30

Tabelle 4.6: Gesamtdruckverlust von Winkel- und T-Elementen, Quelle: Eigene Darstellung.

Schmutzfänger

Ein Schmutzfänger hat die Aufgabe, größere Partikel in der Anlage aufzufangen. Ausgewählt wurde der Schmutzfänger 4051508 der Firma Stasto, wie in Abb. 43 gezeigt. Der Druckverlust wird ebenso über den K_V -Wert aus dem Herstellerdatenblatt wie folgt berechnet.

$$\Delta p = \left(\frac{1,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}}{7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}} \right)^2 \cdot \frac{100000 \text{ Pa} \cdot 1095 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}{1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^3} = 6600 \text{ Pa}$$

Das entspricht einem Druckverlust von 0,066 bar.



Abb. 43: Produktfoto Stasto Schmutzfänger 4051508, Quelle: Stasto (2016), Online-Quelle [20.11.2016].

4.2.4 Wärmetauscher

Als Standardlieferant für Wärmetauscher der Firma qpunkt ist die Firma *Alfa Laval* deklariert. Um den geeigneten Wärmetauscher für die Konditionieranlage auswählen zu können, benötigt der Hersteller den maximal zulässigen Druckverlust, das Medium, den Volumenstrom, die Leistung und die Eintrittstemperatur sowohl für die warme als auch die kalte Seite.

Ausgewählt wurde der in Abb. 44 berechnete Wärmetauscher CB30-10H. Da in vorliegendem Projekt nicht die Anforderung auf Buntmetallfreiheit herrscht, konnte die Standardausführung mit gelöteten Platten ausgewählt werden.

Alfa Laval Plattenwärmetauscher in kupfergelöteter Ausführung Type CB



Aufbauweise

Der gelötete Plattenwärmetauscher besteht aus einer Anzahl speziell geprägter Edelstahlplatten (ALLOY 316 / 1.4401), wo jeweils zwei Platten einen Kanal bilden. Diese Kanäle werden im Gegenstromprinzip vom Medium durchströmt. Durch die hohe Turbulenz der Medien in den Kanälen entsteht eine sehr effektive Wärmeübertragung. Alle Kanalplatten sowie auch die Anschlüsse werden in einem Speziallötverfahren miteinander zu einer kompakten Einheit zusammengefügt und hartverlötet. Flanschanschlüsse werden, wenn möglich nach gültiger DIN / O-Norm gefertigt. Kompaktflansche sind nicht DIN / O-Norm gerecht. Eine gültige europäische Konformitätserklärung ist gesetzeskonform und wird beigelegt. Das Plattenpaket ist beidseitig mit massiven Anschlussplatten versehen, in denen sich die Anschlüsse befinden.

Kunde / Projekt : TB-qpunkt GmbH.
Position : Kühlung 20kW

Datum : 24.11.2016

Spezifikation

Type:CB30-10H S1,S2 - Innengewinde 3/4", S3,S4 - Innengewinde 3/4"

		Warme Seite	Kalte Seite
Medium		50.0% Eth.glycol	50.0% Eth.glycol
Volumenstrom	m³/h	1.8	1.2
Eintrittstemperatur	°C	110.0	20.0
Austrittstemperatur	°C	99.2	36.5
Druckverlust	kPa	40.4	32.6
Wärmeleistung	kW:	20.00	
Flächenreserve	%:	342.5	
Plattenwerkstoff / -anzahl	:	Alloy 316 / 10	
Lötmaterial	:	Kupfer	Kupfer
Strömungsrichtung der Medien	:	Gegenstrom	
Berechnete Anschlussmöglichkeit, andere Variante möglich, Anschluss im Gegenstrom			
AnschlussS1 (Warm-Ein)	Innengewinde/ 3/4" ISO 228/1-G (C22)	Alloy 316	
AnschlussS2 (Warm-Aus)	Innengewinde/ 3/4" ISO 228/1-G (C22)	Alloy 316	
AnschlussS3 (Kalt-Ein)	Innengewinde/ 3/4" ISO 228/1-G (C22)	Alloy 316	
AnschlussS4 (Kalt-Aus)	Innengewinde/ 3/4" ISO 228/1-G (C22)	Alloy 316	
Anschlussgrösse (Innendurchmesser)	mm	23	23
Anschlussmaterial:		Stainless Steel (SS) / Edelstahl	
Druckgeräterichtlinie	:	PED	
Maximaler Betriebsdruck bei 90.000000	Bar	40.0	40.0
Maximaler Betriebsdruck bei 225.000000	Bar	32.0	32.0
Minimale / Maximale Betriebstemperatur	°C	-196.0 / 225.0	
Nettogewicht / Betriebsgewicht	kg	3.06 / 3.56	
Länge x Breite x Höhe	mm	60 x 113 x 313	
Bezugsquelle	:	APTEC Energietechnik GmbH Betriebszentrum P31 / Percostr. 31 / Top A9a A – 1220 Wien Tel +43 1 922 45 36, Fax +43 1 922 45 36-10 Technikabteilung, (DW50,DW40,DW30) E-Mail : technik@aptec.at	
Ansprechperson (Durchwahl)	:		
E-Mail	:		

Abb. 44: Berechnungsergebnisse Alfa Laval, Quelle: APTEC Energietechnik GmbH.

4.2.5 Mischventile

Um die gängigsten am Markt verfügbaren Mischventile genauer analysieren und vergleichen zu können, werden die wichtigsten Parameter in Tabelle 4.7 aufgelistet. Hauptaugenmerk bei der Auswahl ist der Preis, das Material, die Öffnungsgeschwindigkeit sowie der geforderte Temperaturbereich. Eine vergrößerte Ansicht befindet sich im Anhang 2.

	A	B	C	D	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD
1	Volumenstrom			1,8	Antrieb						Abmaße				Temperaturbereich										
2	Hersteller			Typ	Hub mm	Ø mm	H mm	Füllvol. l	Kennlinie	Rückmeldeopt.	B mm	H mm	Ø mm	Material	Dichtstz	Min. °C	Max. °C	Anschluss	Druckverlust bar	Öffnungs- s	Luftdurchs. l/min	Gewicht Kg	Ausstattung	Lieferzeit Tage	Preis Euro
3	Schubert & Salzer		7082	14	116	346	0,070	linear		Klemmen	90	62	50	Edelstahl	PTFE	-30	200	Whitworth- Rehgew.	0,08	1,2	-	4,7	2 Grenzwertgeber Optional IFC Regler	14	1489
4	Gemü		312	-	96	198	0,125	linear		ohne Rückmeld.	150	112	105	Grauguss	PTFE	-10	180	Flansch	0,06	-	50	5,8	nur Stellungsregler	35	1066
5	Gemü		312	-	96	198	0,125	linear		Istwertausgang M12	150	112	105	Grauguss	PTFE	-10	180	Flansch	0,06	-	150	5,8	Mit Prozessregler PI	35	1124
6	Gemü		312	-	96	198	0,125	linear		Istwertausgang	150	112	105	Grauguss	PTFE	-10	180	Flansch	0,06	-	50	5,8	nur Stellungsregler	35	1160
7	Gemü		312	-	96	198	0,125	linear		Istwertausgang M12	150	112	105	Grauguss	PTFE	-10	180	Flansch	0,06	-	50	5,8	nur Stellungsregler	35	1242
8	Bürkert		PV6271	15	162	477	0,420	linear		Istwertausgang M12	150	70	105	Grauguss	metall.	-	250	Flansch	0,09	-	-	20	mit Boosterventilen	56	2224
9	Bürkert		PV6271	15	162	477	0,420	linear		Istwertausgang M12	150	70	105	Edelstahl	metall.	-	250	Flansch	0,09	-	-	20	mit Boosterventilen	56	3334
10	Samson		3323	15	168	346	0,180	linear		nicht möglich	150	80	105	Grauguss	metall.	-10	220	Flansch	0,08	-	-	10	LCD und Autotune (Stellungsregler)	-	1325
11	Samson		3323	15	168	346	0,180	linear		nicht möglich	150	80	105	Edelstahl	metall.	-10	220	Flansch	0,08	-	-	10	LCD und Autotune (Stellungsregler)	-	2006
12	Samson		3244	15	215	188	0,180	linear		möglich	150	80	105	Edelstahl	metall.	-50	300	Flansch	0,08	-	-	10,2	LCD und AutoT. / Industrierausführung	-	3248
13																									

Tabelle 4.7: Mögliche Regelventile, Quelle: Eigene Darstellung.

Das Mischventil 7082 des Herstellers *Schubert & Salzer*, wie in Abb. 45 abgebildet, ist sowohl preislich als auch bezüglich der anderen Parametern das geeignetste der Ventile und soll im Prototyp zum Einsatz kommen. Da bei Ventilen meist der K_v -Wert angegeben ist, muss der Druckverlust über die Formel 2.15 wie folgt berechnet werden.

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{K_v} \right)^2 \cdot \frac{100000 \text{ Pa} \cdot \rho}{1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^3} = \left(\frac{1,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}}{6,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}} \right)^2 \cdot \frac{100000 \text{ Pa} \cdot 1095 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}{1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^3} = 7670 \text{ Pa}$$

Das entspricht einem Druckverlust von 0,0767 bar.



Abb. 45: *Schubert & Salzer* Mischventil 7082, Quelle: Schubert&Salzer (2016), Online-Quelle [20.11.2016].

4.2.6 Sensoren

Zum Steuern der Anlage und zum Erfassen der Temperaturen, Drücke und Durchflüsse werden verschiedene Sensoren benötigt. Diese können wie folgt unterteilt werden.⁸²

- **Aktive Sensoren:**

Formen mechanische Energie, thermische Energie, Lichtenergie oder chemische Energie direkt in elektrische Energie um.

- **Passive Sensoren:**

Bewirken eine Änderung des Widerstandes, der Kapazität oder der Induktivität und brauchen daher eine Hilfsenergie zur Erzeugung von elektrischen Signalen.

Temperatursensor

Um die Temperaturen des Mediums messen zu können, wird ein Temperatursensor benötigt, welcher die Wärmeenergie in ein elektrisches Signal umwandeln kann.

Anforderungen:

- Messgenauigkeit $\pm 0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Messbereich $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $+130 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Druckbeständigkeit bis 5 bar

Folgend sind mehrere Arten zum Messen der Temperatur laut Literatur aufgezeigt:⁸³

- | | |
|--------------------------|--------------------------------|
| • Thermoelemente | • Heißleiter (NTC-Sensoren) |
| • Strahlungspyrometer | • Kaltleiter (PTC-Sensoren) |
| • Widerstandsthermometer | • Halbleitertemperatursensoren |
| • Metallthermometer | |

Zum Einsatz soll ein PT100 Widerstandsthermometer der Firma *PMR* kommen.

Dieser ist ein passiver Sensor mit einer Einsatztemperatur von $-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ und benötigt Hilfsenergie. Durch Änderung seines Widerstandes in Abhängigkeit der Temperatur, kann folglich über den Widerstandswert auf die aktuelle Temperatur mit Hilfe einer Steuerung rückgeschlossen werden.

Die Temperaturmessstellen werden direkt auf die Rohrleitung aufgeschweißt. Durch eine Querbohrung kann der Messfühler über eine Verschraubung mittig im Rohr platziert werden. Da der Messfühler einen Durchmesser von nur 1,5 mm hat, kann der Druckabfall der dadurch entsteht, vernachlässigt werden.

⁸² Vgl. Schmid (2009), S. 224

⁸³ Vgl. Schmid (2009), S. 255 – 257.

Drucksensor

Um den Druck im System messen zu können, muss ein Drucksensor im Ausgleichsbehälter verbaut werden. Ein weiterer Drucksensor soll in der Ausgangsleitung der Konditionieranlage platziert werden.

Anforderungen:

- Temperaturbereich 0 °C bis 80 °C, da der Sensor über Messleitungen nicht direkt mit dem Medium in Kontakt ist.
- Messgenauigkeit $\pm 0,1$ bar

Laut Literatur sind folgend die Möglichkeiten angeführt, um einen Druck zu messen:

- Dehnungsmessung
- Kraftsensoren mit Piezokristallen

Zur Druckmessung soll der Sensor A-10 der Firma WIKA verwendet werden. Dieser Sensor beruht auf Dehnungsmessung.

Auf einer Membran im Sensor ist ein Dehnmessstreifen aufgebracht. Die Wirkungsweise eines Dehnmessstreifen beruht auf Widerstandsänderung eines Drahtes. Wenn dieser wie in Abb. 46 ersichtlich, durch Dehnung oder Stauchung verlängert beziehungsweise gestaucht wird, verändert sich gleichzeitig der Querschnitt. Bei Dehnung wird der Querschnitt verkleinert vice versa durch Stauchung vergrößert. Dadurch erhöht sich beziehungsweise sinkt der Widerstand. Bei Erhöhung des Druckes, steigt respektive sinkt somit ein Widerstandswert, welcher durch einen nachgeschalteten Messverstärker in ein verwertbares, elektrisches Signal umgewandelt wird.⁸⁴

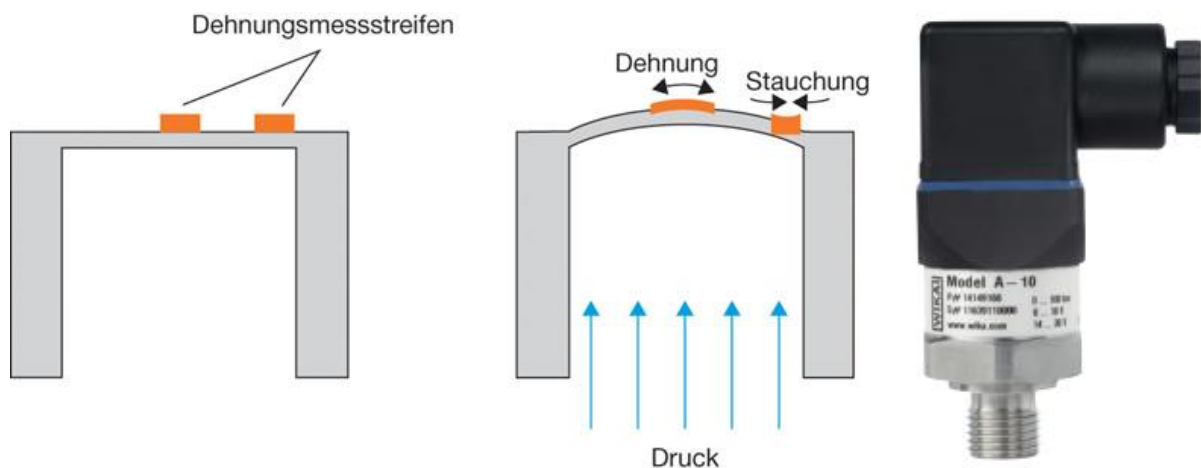


Abb. 46: Messprinzip Drucksensor, Quelle: WIKA (2016), Online-Quelle [26.11.2016].

Die Druckmessung erfolgt ebenso über eine aufgeschweißte Messstelle mit einer kleinen Querbohrung direkt in der Rohrleitung und hat ebenso einen zu vernachlässigbaren Druckabfall.

⁸⁴ Vgl. Schmid (2009), S.250.

4.2.7 Fördererelemente

Die Aufgabe des Fördererelementes ist es, wie in Kapitel 2.1.5 beschrieben, den Druckverlust im System zu überwinden. Durch Addition der einzelnen Druckverluste der Komponenten in vorhergegangenen Berechnungen, dem Druckverlust des Schmutzfängers sowie des maximalen Druckverlusts am Prüfling, kann folglich der maximal mögliche Gesamtdruckverlust der Anlage berechnet werden. Dieser ist in Tabelle 4.8 ersichtlich.

	Druckverlust / bar
Wärmetauscher / Heizung	0,40
Schmutzfänger	0,07
Winkel- und T- Elemente	0,30
Regelventil	0,08
Leitungen	1,66
Prüfling	0,50
Summe	3,01

Tabelle 4.8: Gesamtdruckverlust der Anlage, Quelle: Eigene Darstellung.

Um die gängigsten am Markt verfügbaren Fördererelemente genauer analysieren und vergleichen zu können, werden die wichtigsten Parameter in Tabelle 4.9 aufgelistet. Hauptaugenmerk bei der Auswahl ist das Material, die Größe sowie die Möglichkeit einer magnetgekuppelten Pumpe. Eine vergrößerte Ansicht befindet sich im Anhang 2.

Magnetgekuppelt bedeutet, dass der Pumpenraum keine dynamischen Dichtungen hat. Der Pumpenmotor treibt über einen Außenmagneten einen Innenmagneten an. Dieser befindet sich in einem hermetisch dichten Spalttopf. Dadurch ist ein Auslaufen des Mediums fast unmöglich und eine lange Lebensdauer gewährt.⁸⁵

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	R	S	
2	Hersteller	Bild	Typ	Gehäuse	Laufrad	O-Ring	Gleitringdichtung	Saug	Druck	Druck	Volumenstrom	Leistung	Drehzahl	Temp.	min.	max.	Lieferzeit	Lieferant	Preis
3										Bar	m³/h	kW	1/min	°C	°C	Wochen		€	
4	Speck		CEA 4001-MH	Edelstahl	Edelstahl	Magnetkupplung	Magnet	3/4"	3/4"		3	1,8	1	2800		140	5	Tuma Pumpensystem	1680,0
5	Lowara		CEA 70/5/B-V	Edelstahl	Edelstahl	FPM	Kohle / Keramik	Rp 1 1/4	Rp 1		2,8	2,5	0,55	2850	-10	85	1	Xylem Water Solutions	371,8
6	Grundfoss		CRN 1-7 A-FGJ-G-E-HQOE	Edelstahl	Edelstahl	Magnetkupplung	Magnet	DN25	DN25		3,36	1,8	0,37	2873	-20	120	7	Signum	2400,34
7	Grundfoss		CRN 1-7 A-FGJ-G-E-HQOE	Edelstahl	Edelstahl	EPDM		DN25	DN25		3,36	1,8	0,37	2873	-20	120	7	Signum	665,86
8	Grundfoss		CM3-4 A-R-I-E-AQOE	Edelstahl	Edelstahl	EPDM		Rp 1	Rp 1		2,74	3,1	0,46	2900	-20	90	8	Signum	326,9
9	Grundfoss		CM1-6 A-R-I-E-AQOE	Edelstahl	Edelstahl	EPDM		Rp 1	Rp 1		3,63	1,7	0,46	2900	-20	120	7	Signum	297,3
10	Grundfoss		CM3-4 A-R-A-E-AQOE	Grauguß	Edelstahl	EPDM		Rp 1	Rp 1		2,77	3,1	0,46	2900	-20	90	8	Signum	236,4

Tabelle 4.9: Mögliche Fördererelemente, Quelle: Eigene Darstellung.

⁸⁵ Vgl. VIPTech-GmbH (2016), Online-Quelle [20.11.2016]

Konstruktion eines Prototyps

Für die Konditionieranlage hat sich aus der Analyse der diversen Hersteller und Modelle die Pumpe CY-4281-MK, wie in Abb. 48, der Firma *Speck* für am geeignetsten herausgestellt. Diese erfüllt sowohl die Anforderung, den nötigen Druck bereitzustellen sowie auch die Möglichkeit einer magnetgekuppelten Ausführung.

In Abb. 47 ist die Pumpenkennlinie der CY-4281-MK dargestellt. Die ausgewählte Pumpe leistet demnach einen Förderstrom von 30 l/min, bei einem Druck von 3 bar.

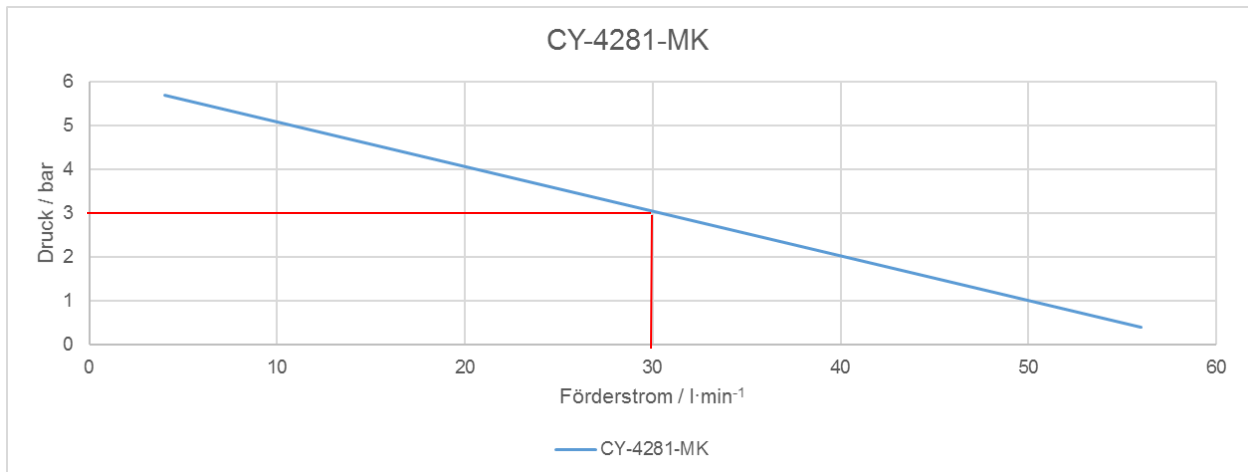


Abb. 47: Pumpenkennlinie CY-4281-MK, Quelle: Eigene Darstellung.

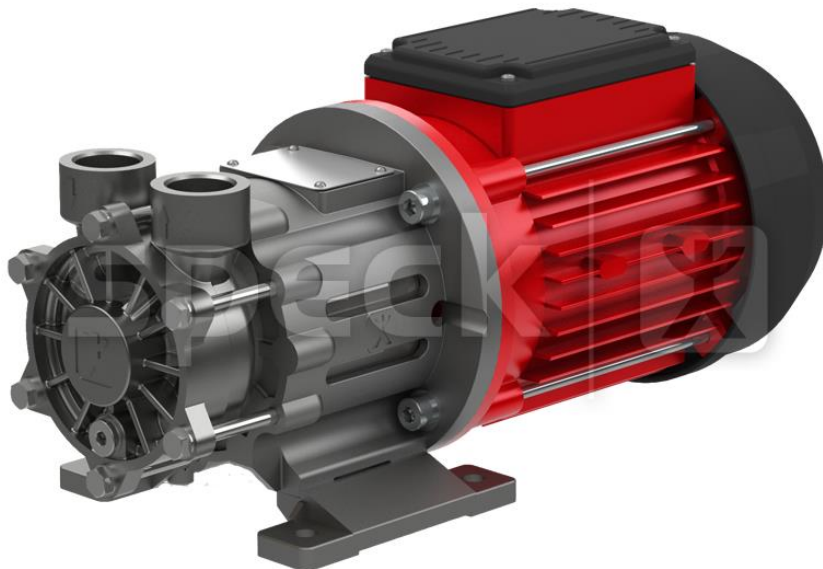


Abb. 48: Produktfoto CY-4281MK, Quelle: Speck (2016), Online-Quelle [20.11.2016].

4.2.8 Durchgangsventil

Ein einfaches Strangregulierungsventil aus dem Heizungsbau soll zum Regeln der Kühlleistung zum Einsatz kommen. Das Ventil VPI46 der Firma *Siemens*, wie in Abb. 49 gezeigt, ist eine Kombination aus einem Differenzdruckregler und einem elektrisch regelbaren Durchgangsventil. Die Aufgabe des Differenzdruckreglers ist es, einen konstanten Volumenstrom bei schwankendem Eingangsdruck durch den Wärmetauscher zu gewährleisten. Das Schwanken des Eingangsdruckes wird durch die Hauptkühlleitung verursacht, da verschiedene Systeme auf dieser Leitung angeschlossen sind. Da dieses Ventil nicht im Hauptkreis platziert ist, kann die Messingausführung verwendet werden.

Aufgabe dieses Ventils ist es, die Kühlleistung durch Verändern des Volumenstroms, wie in Kapitel 2.4.4 beschrieben, durch den Wärmetauscher zu regeln.

Das zweite Ventil hat die Aufgabe die Rücklauftemperatur zu mischen, da vom Kunden die Anforderung lautet, eine maximale Rücklauftemperatur nicht zu überschreiten. Dies geschieht durch Zumischen des kalten Mediums wie in Abb. 41 dargestellt.



Abb. 49: Produktfoto *Siemens* VPI46, Quelle: *Siemens* (2016), Online-Quelle [20.11.2016].

4.2.9 Betriebsluftversorgung

Eine Wartungseinheit soll einen konstanten Systemdruck sowie eine gefilterte und entwässerte Luft bereitstellen. Ebenso ist die Wartungseinheit mit einem Druckschalter ausgestattet, der bei Ausfall der Luftversorgung ein Signal an die Steuerung gibt. Dadurch ist ein automatisches Abschalten der Anlage im Fehlerfall gewährleistet.

Ein nachgeschalteter, manueller Druckregler hat die Aufgabe, durch Beaufschlagung des Ausgleichsbehälters mit Druckluft, den Systemdruck einstellen zu können.

Der Temperaturanstieg einer Flüssigkeit, hat eine Ausdehnung des Volumens zur Folge. Sinkt die Temperatur, so nimmt das Volumen vice versa ab. Dabei gilt.⁸⁶

$\Delta V = \beta \cdot \Delta T \cdot V$	Formel 4.1	Größe	Einheit	Bezeichnung
		β	$10^{-3} / K$	Kubischer Ausdehnungskoeffizient

Das steigende Volumen der Flüssigkeit mindert vice versa in einem geschlossenen System das Gasvolumen in einem Ausgleichsbehälter. Laut der allgemeinen Gasgleichung hat eine Minderung des Volumens, bei gleichbleibender Temperatur, ebenso einen Druckanstieg im System zur Folge und es gilt.⁸⁷

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$$

Formel 4.2

Dieser ansteigende Druck wird über die Funktion der Selbstentlüftung, durch den manuellen Druckregler kompensiert. Dadurch ist ein gleichbleibender Druck im System gewährleistet. Dieser Systemdruck ist notwendig, um das Verdampfen der Flüssigkeit zu verhindern.

Wie aus der Dampfdruckkennlinie für Wasser/Glykol 50/50 im Anhang 1 ersichtlich, würde das Medium bei normalem atmosphärischem Druck von zirka 1 bar bereits bei 110 °C zu verdampfen beginnen. Um Temperaturen von bis zu 130 °C sicher gewährleisten zu können, muss daher der Druck im System auf mindestens 2 bar erhöht werden. Dadurch würde das Medium erst bei 135 °C zu verdampfen beginnen.

Ebenso kann die Gefahr der Kavitation, wie in Kapitel 2.1.4.1 beschrieben, vermieden werden, da diese ebenso von dem Dampfdruck eines Mediums abhängig ist.

Ausgewählt wurden hierfür die Wartungseinheit MU201 sowie der manuelle Druckregler RE14. Beide Komponenten sind von der, als Standardlieferant der Firma qpunkt für Pneumatik Komponenten deklarierten, Firma Stasto.

⁸⁶ Vgl. Grotz (2016), Online-Quelle [24.11.2016]

⁸⁷ Vgl. Hering/Martin/Stohrer (2007), S. 186.

4.3 Konstruktion des Prototyps

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Komponenten und Eigenschaften des Prototyps erläutert.

Ziel ist es, die Anlage so zu konstruieren, dass diese einfach skalierbar ist, ohne gravierende Änderungen im Grundaufbau vornehmen zu müssen. Diese Stufen der Skalierung sind in Tabelle 4.10 dargestellt.

Ausbaustufe	Änderungen am Rahmen	Änderungen an den Komponenten
Heizleistung	• Änderung der Breite der Anlage durch Änderung der Profillänge	• Hinzufügen oder entfernen eines Heizelementes
Kühlleistung	• Änderung der Breite der Anlage durch Änderung der Profillänge	• Plattenanzahl des Wärmetauschers
Rohrquerschnitt	• Keine	• Rohrquerschnitt vergrößern oder verkleinern
Pumpenleistung	• Änderung der Höhe der Anlage durch Änderung der Profillänge sowie des Bedienerfrontbleches	• Stärkere oder schwächere Pumpe
Elektrokomponenten	• Änderung der Tiefe der Anlage durch Änderung der Profillänge sowie des Bedienerfrontbleches	• Höherer oder tieferer Schaltschrank

Tabelle 4.10: Auflistung der Ausbaustufen und der zugehörigen Änderungsmaßnahmen, Quelle: Eigene Darstellung.

Als Beispiel einer Ausbaustufe ist in Abb. 50 links, die Konditionieranlage mit 2 gelben Heizelementen, mit einer Gesamtheizleistung von 15 kW und rechts, die Konditionieranlage mit 3 gelben Heizelementen, mit einer Gesamtheizleistung von 22,5 kW, dargestellt. Dafür muss lediglich die Anlage um 40 mm verbreitert werden.

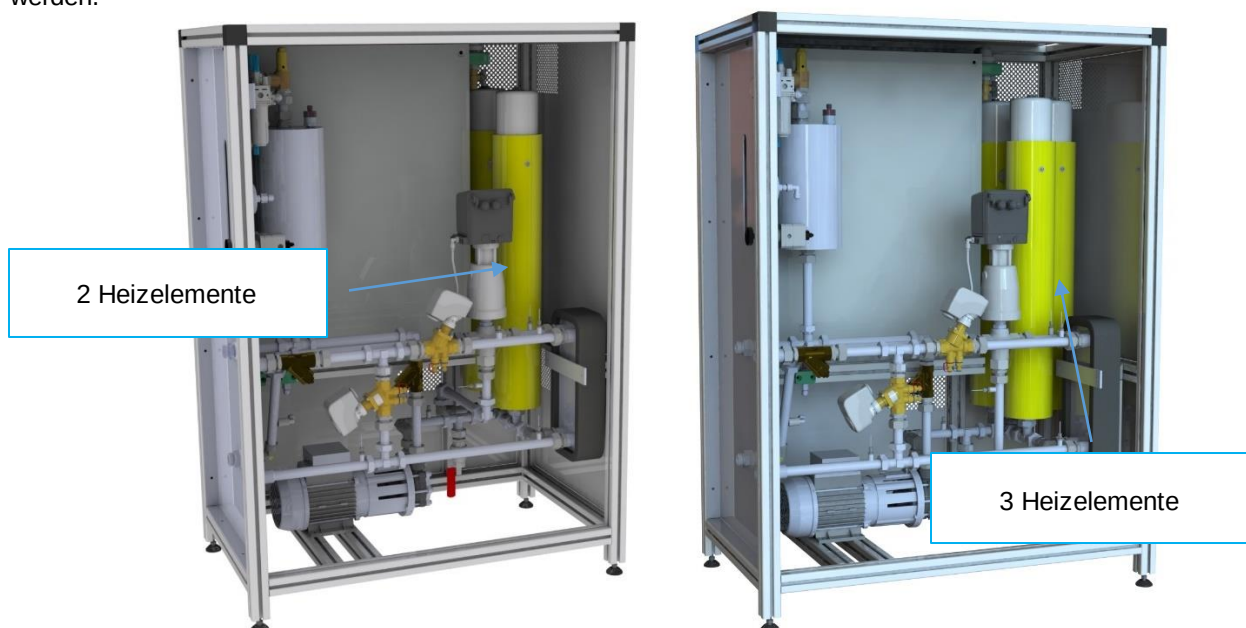


Abb. 50: Ausbaustufe der Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung

4.3.1 Bedienerfrontblech

Um eine einfache Handhabung der Anlage zu garantieren, sind alle wichtigen Elemente auf einer Seite der Anlage, wie in Abb. 51 dargestellt, platziert.

- Füllstandanzeige – Um den Flüssigkeitsstand zu erkennen
- Eingangsdruckanzeige – Um den maximalen Luftdruck einstellen zu können
- Systemdruckanzeige – Um den Systemdruck ablesen zu können
- Systemdruckeinstellrad – Um den Systemdruck manuell verstellen zu können
- Kühlmediumeingang – Zum Anschluss an ein Kühltssystem
- Kühlmediumausgang – Zum Anschluss der Rückleitung an ein Kühltssystem
- Konditionieranlage Vorlauf – Zum Anschluss der Leitung zum Prüfling hin
- Konditionieranlage Rücklauf – Zum Anschluss der Leitung vom Prüfling zurück

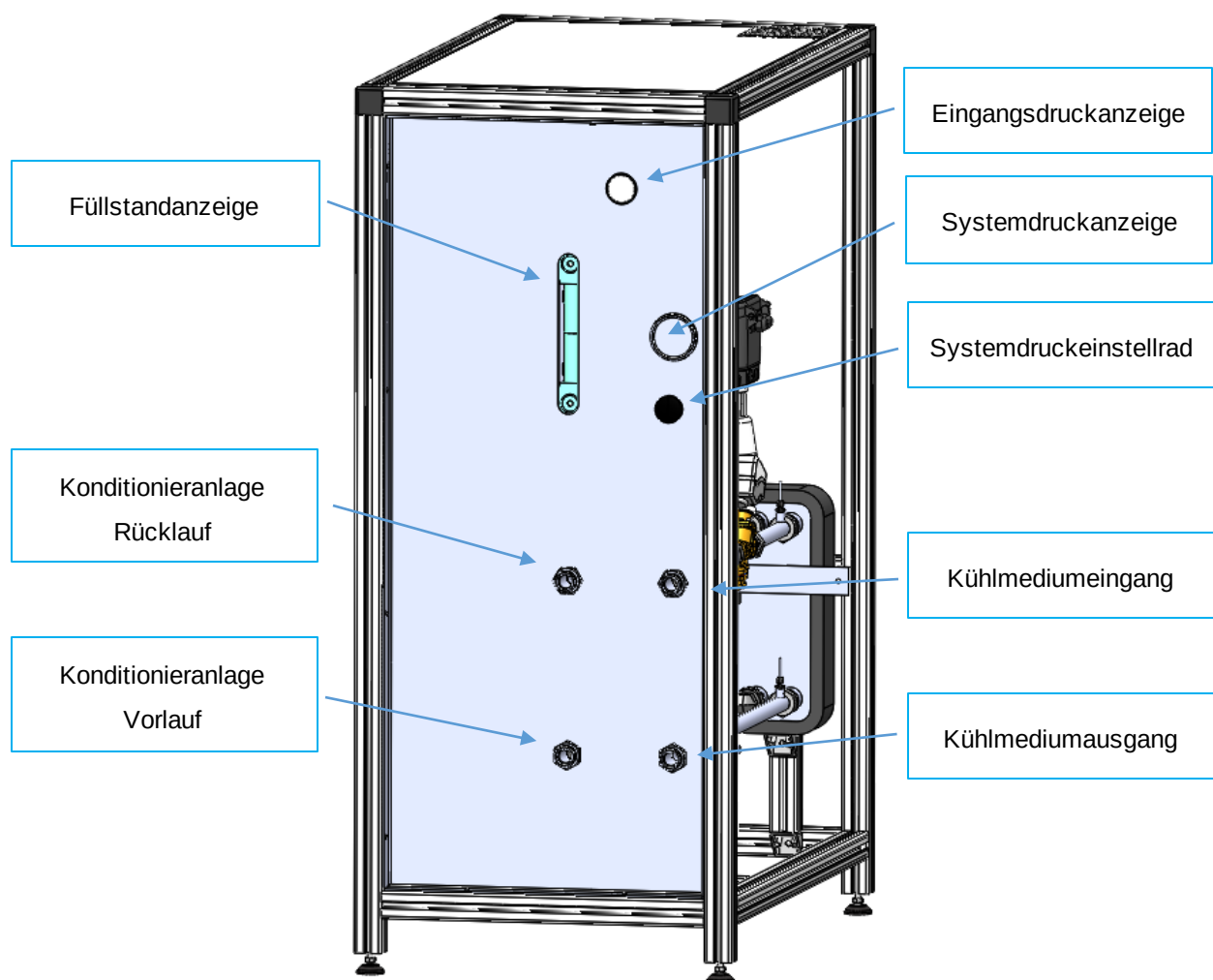


Abb. 51: Frontansicht der Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.

4.3.2 Heizelement

Das Heizelement besteht aus einem Heizelement Kopf und einem lasergeschnittenen Boden. Verbunden sind diese zwei Elemente durch ein handelsübliches 2 Zoll Edelstahlrohr.

Dieses ist so konstruiert, dass mehrere mögliche Rohrdimensionen abgedeckt werden können. Durch Gewindebohrungen am Heizelement Kopf und Heizelement Boden, ist es möglich, verschiedene Größen von Rohrverschraubungen einsetzen zu können. Eine weitere Gewindebohrung ermöglicht den Anschluss einer Entlüftungsleitung. Diese ist nötig um die Luft aus dem System heraus zu bekommen.

Das Heizelement wird in den Kopf eingeschraubt und zum Abdichten kommt ein O-Ring aus dem im Kapitel 4.2 erarbeiteten Dichtmaterial zum Einsatz.

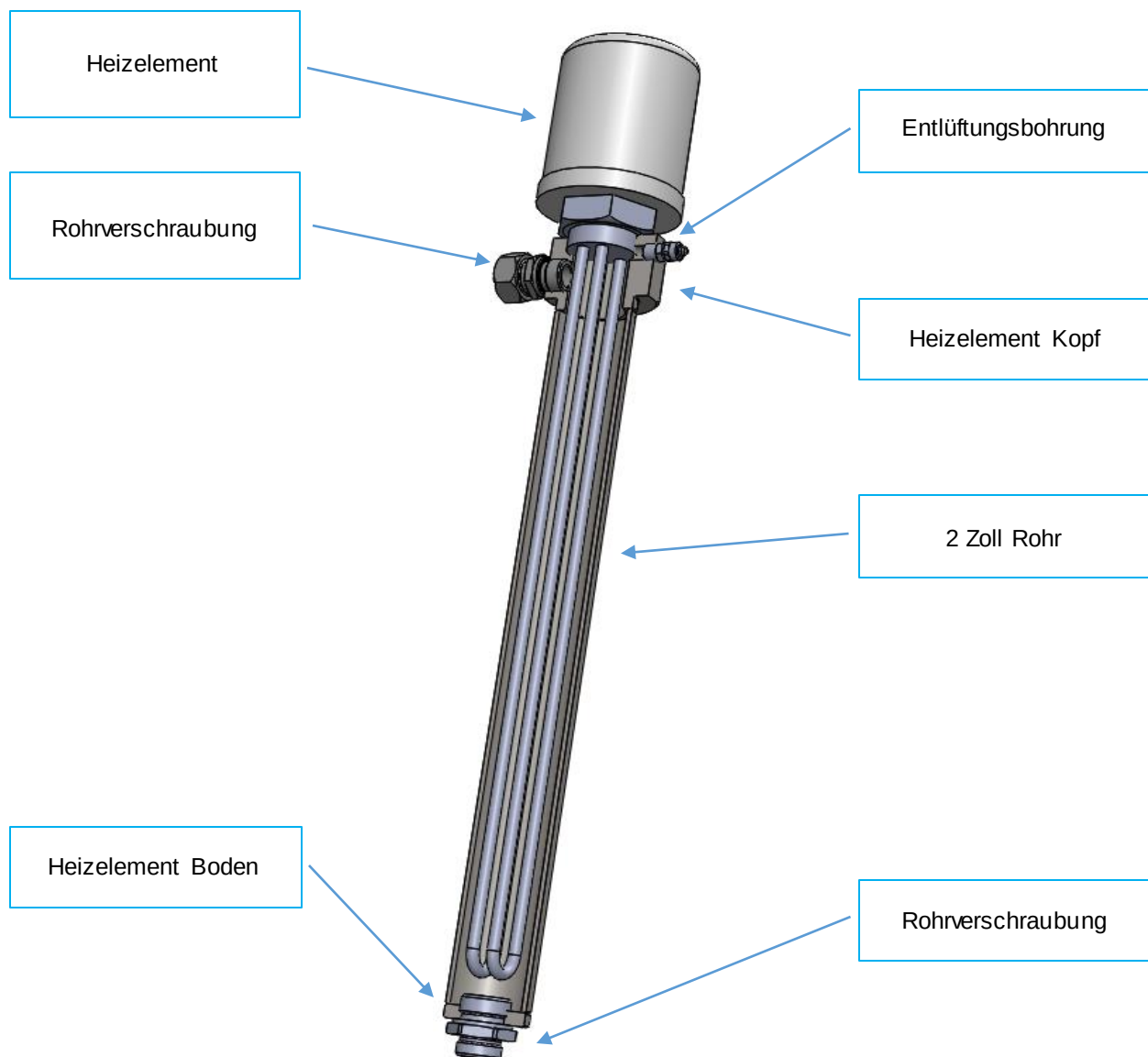


Abb. 52: Aufgeschnittenes Heizelement, Quelle: Eigene Darstellung.

4.3.3 Ausgleichsbehälter

Ändert sich die Temperatur einer Flüssigkeit, so hat dies wiederum eine Änderung des Volumens, wie in Kapitel 4.2.9 beschrieben, zur Folge.

Aufgabe des Ausgleichsbehälters ist es daher, das Schwanken des Volumens im System auszugleichen. Um das passende Ausgleichsvolumen für die Konditionieranlage bereitstellen zu können, muss die Ausdehnung des Mediums mit der Formel 4.1 berechnet werden.

Um das Gesamtvolumen des Systems berechnen zu können, müssen die Volumina der Rohrleitungen und Komponenten, wie in Tabelle 4.11, berechnet werden.

Die Werte der Volumina wurden aus dem Konstruktionsprogramm *Solid Works* sowie aus den Herstellerdatenblättern entnommen. Da der Prüfling im konkreten Fall derselbe Wärmetauscher wie in der Konditionieranlage ist, können die selben Werte verwendet werden.

	Volumen / l
Leitung	8,4
Heizelemente	4,6
Wärmetauscher	0,054
Prüfling	0,054
Summe	13,1

Tabelle 4.11: Gesamtvolumen der Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.

$$\Delta V = \beta \cdot \Delta T \cdot V = 0,0006 \text{ K}^{-1} \cdot (140^\circ\text{C} - (-20^\circ\text{C})) \cdot 0,0131 \text{ m}^3 = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Das entspricht einer Ausdehnung des Volumens von 1,26 l. Folglich muss der Ausgleichsbehälter ein Volumen von mindestens 2 l besitzen (1,26 l + 0,74 l Sicherheit).

Es sei angemerkt, dass bei der Anlage keine besonderen Überprüfungen hinsichtlich der Druckgeräteüberwachungsverordnung zu beachten sind, da die Anlage in die Klasse der Druckgeräte mit niedrigem Gefahrenpotential eingestuft ist.⁸⁸

⁸⁸ Vgl. TÜV-SÜD (2016), Online-Quelle [20.11.2016]

Konstruktion eines Prototyps

Der Ausgleichsbehälter besteht im Wesentlichen aus folgenden Elementen:

- Sicherheitsventil – Um im Fehlerfall einen Überdruck sicher ablassen zu können
- Druckluftanschluss – Um das System mit Druck zu beaufschlagen
- Füllstandanzeige – Um den Flüssigkeitsstand ablesen zu können
- Systemdrucksensor – Zum Messen des Systemdrucks
- Füllanschluss – Zum Befüllen der Anlage
- Level Schalter – Um im Fehlerfall die Anlage zu stoppen

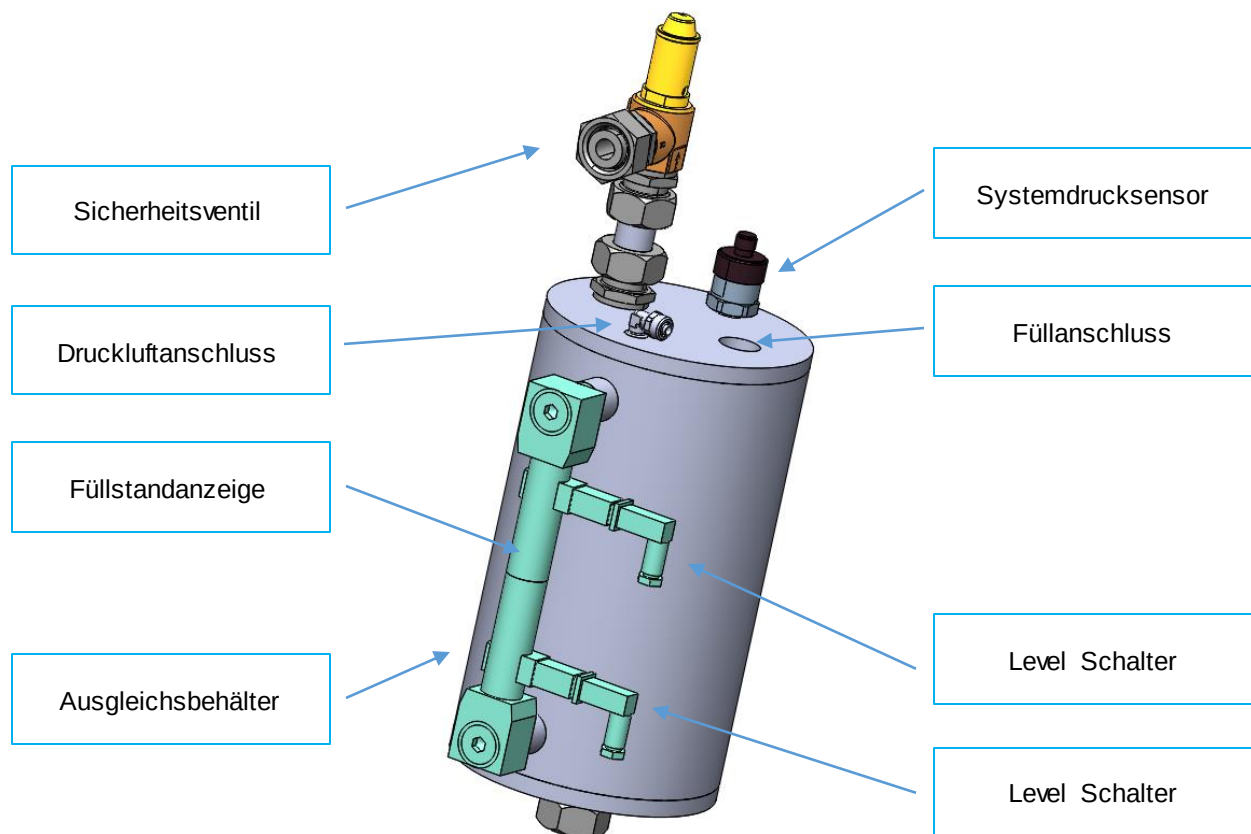


Abb. 53: Ausgleichsbehälter, Quelle: Eigene Darstellung.

4.3.4 Messstellen

Um die Temperatur in den Leitungen messen zu können, werden Messstellen, wie in Kapitel 4.2.6 beschrieben, für die Klemmverschraubung der Temperatursensoren benötigt. Diese werden auf das Rohr an der gewünschten Stelle aufgeschweißt. Eine Querbohrung im Rohr ermöglicht dem Sensor das Messen der Temperatur im Inneren des Rohres.

Zur Abdichtung der Verschraubung kommt ein O-Ring, aus dem im Kapitel 4.2 erarbeiteten Dichtmaterial, zum Einsatz.

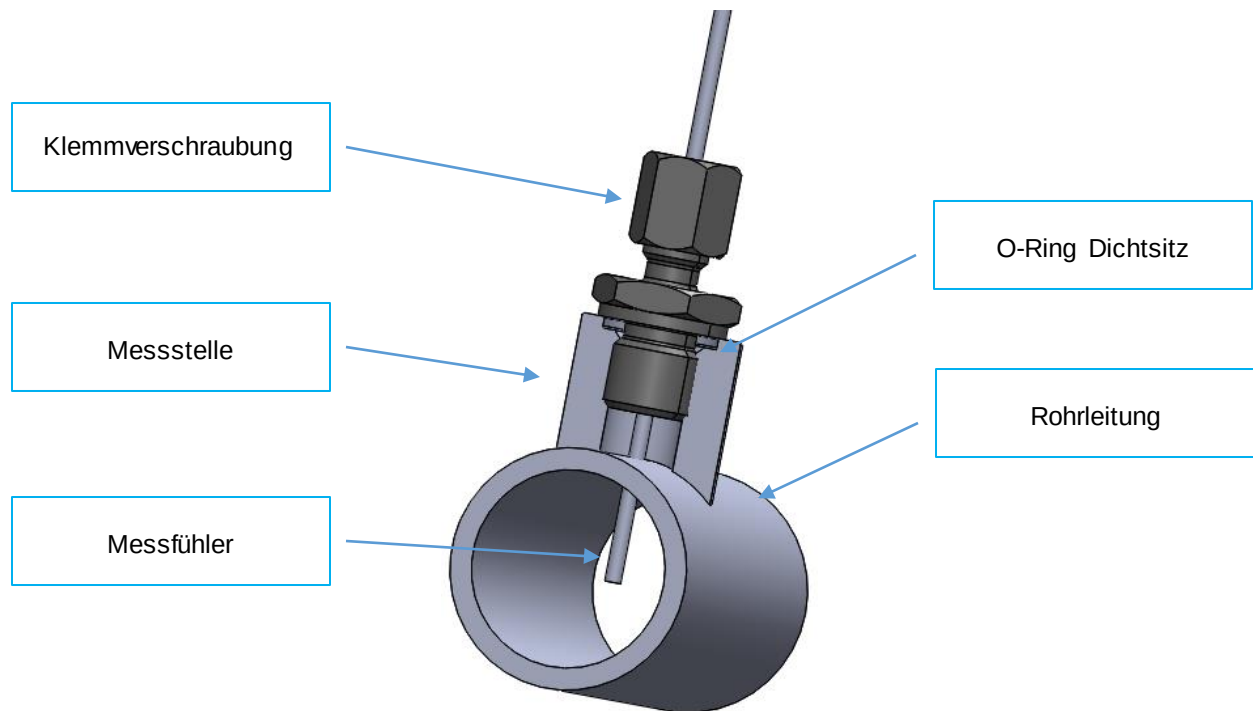


Abb. 54: Temperaturmessstelle in einer Rohrleitung, Quelle: Eigene Darstellung.

4.4 Steuerung und Hardware

Die Steuerung der Anlage hat die Aufgabe, alle verwendeten Aktoren der Anlage zu steuern oder zu regeln beziehungsweise alle Sensoren auszuwerten.

Als Steuerung für die Anlage wurde seitens der Firma qpunkt eine *Siemens S7- 1200 SPS*, kurz **Speicher Programmierbare Steuerung**, definiert. Grund für die Auswahl ist es, dass Steuerungen dieses Herstellers am häufigsten für Anlagen von Kunden gewünscht werden. Die Steuerung besteht im Wesentlichen, wie in Abb. 55 dargestellt, aus einer CPU (PLC) mit digitalen Eingängen (AI) sowie aus Modulen, mit digitalen Ausgängen (DQ), analogen Ein (AI)- und Ausgängen (AQ) sowie aus Temperaturmessmodulen (AI - RTD).

Anforderungen:

- Druck Messgenauigkeit $\pm 0,5$ bar.
- Temperatur Messgenauigkeit $\pm 0,1$ °C.
- Schnittstelle zu Mastersystemen.

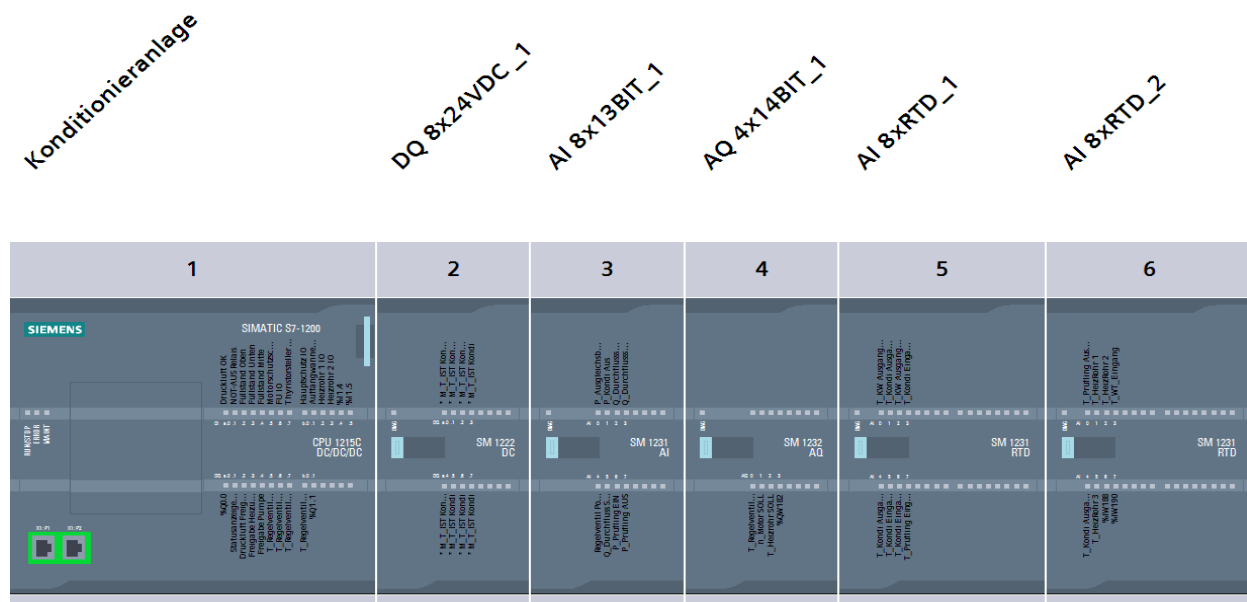


Abb. 55: SPS Module der Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.

Um die schwachen Signale der Steuerung in nutzbare Signale zu verwandeln, werden folgende Komponenten zusätzlich zur SPS benötigt:

Thyristorsteller

Der Thyristorsteller hat die Aufgabe, die gewünschte Heizleistung für die Heizelemente bereitzustellen. Dieser wandelt das analoge Signal von (4-20) mA der SPS in (0-20) kW Heizleistung für die Heizelemente um.

Frequenzumformer

Die Aufgabe des Frequenzumformers ist es, wie in Kapitel 2.1.5.1 beschrieben, das (4-20) mA Signal der SPS in (0-100) % der Pumpendrehzahl umzuwandeln, um dadurch den Volumenstrom der Anlage verändern zu können.

5 REALISIERUNG PROTOTYP

Um das ausgewählte Konzept validieren zu können, wird in diesem Kapitel die Realisierung eines Prototyps beschrieben. Die Hauptkomponenten, wie der Schaltschrank, die Software sowie die Regelung und die praxisorientierte Verifizierung, werden in den folgenden Unterkapiteln näher erläutert.

5.1 Schaltschrank

Im Schaltschrank befinden sich alle elektronischen Bauteile, wie die SPS, der Thyristorsteller, der Frequenzumformer, Sicherungen sowie Relais zum Schalten der Ventile. Ein Sicherheitsrelais stellt das Abschalten der Anlage, über zwei in Serie geschaltete Schütz, sicher.

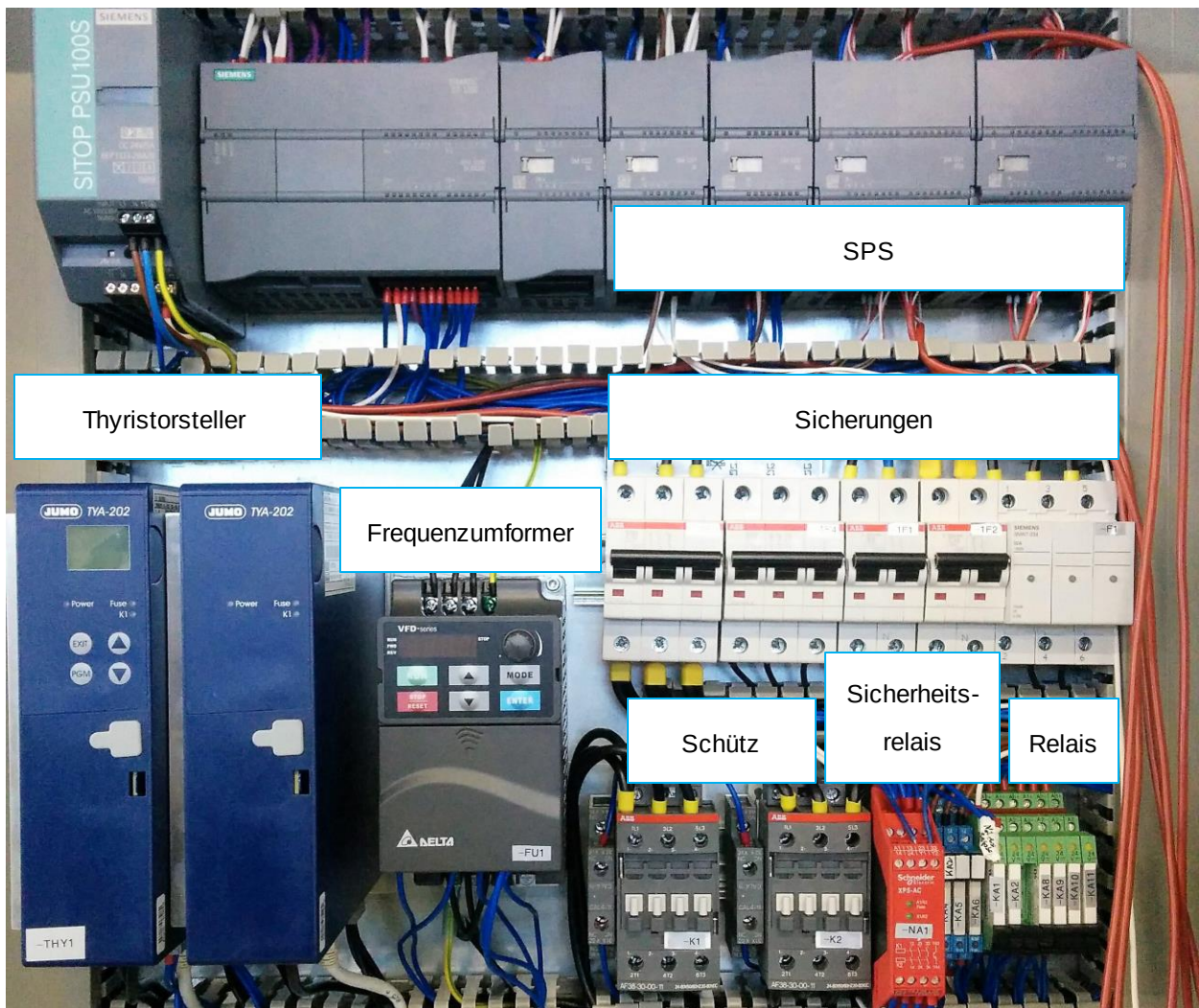


Abb. 56: Schaltschrank des Prototyps, Quelle: Eigene Darstellung.

5.2 Software

Zum Programmieren des Prototyps wird die Programmierumgebung TIA-Portal der Firma *Siemens* verwendet.

Um die Anlage kosteneffizient betreiben zu können, sollen verschiedene Betriebsmodi zur Verfügung stehen. Diese können beim Starten der Software ausgewählt werden und sind in Abb. 57 anhand eines Flussdiagramms dargestellt.

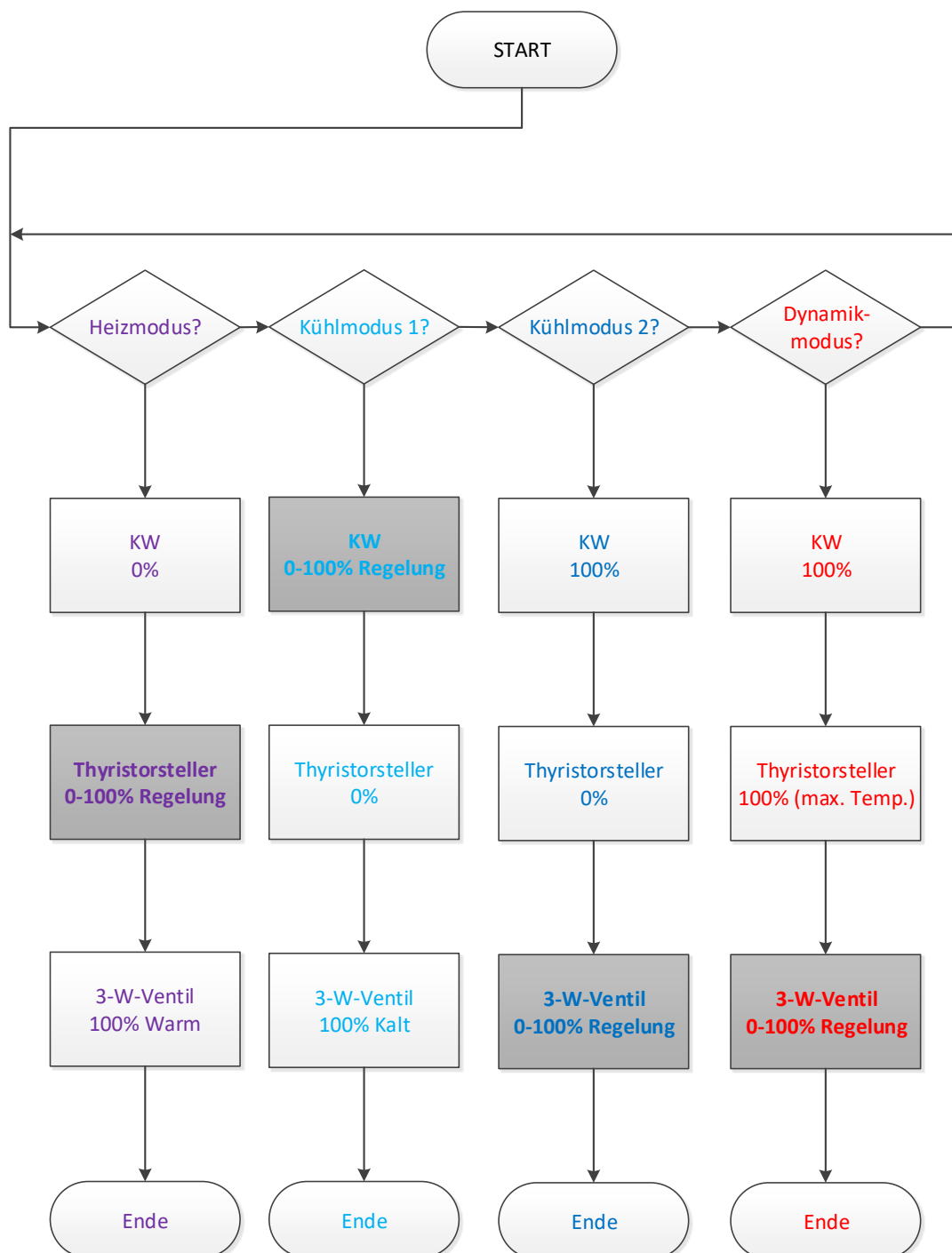


Abb. 57: Flussdiagramm Betriebsmodus, Quelle: Eigene Darstellung.

Realisierung Prototyp

In Tabelle 5.1 sind die genauen Eigenschaften der Betriebsmodi beschrieben.

Heizmodus	- Nur zum Beheizen des Prüflings - Regelung erfolgt über Thyristorsteller - Für langsame Änderungsgeschwindigkeiten
Kühlmodus 1	- Nur zum Kühlen des Prüflings - Regelung erfolgt über die Leistungsänderung des Kühlmediums - Für sehr langsame Änderungsgeschwindigkeiten
Kühlmodus 2	- Nur zum Kühlen des Prüflings - Regelung erfolgt über Mischventil - Für langsame Änderungsgeschwindigkeiten
Dynamikmodus	- Nur zum Kühlen und Beheizen des Prüflings - Regelung erfolgt über Mischventil - Für schnelle Änderungsgeschwindigkeiten

Tabelle 5.1: Beschreibung der Betriebsmodi, Quelle: Eigene Darstellung.

Zur einfachen Bedienung des Prototyps dient ein Bedienpanel, welches auf einem PC simuliert wird. Alle wichtigen Messwerte und Parameter zur Steuerung der Anlage sind, wie in Abb. 58 dargestellt, am Bildschirm ersichtlich.

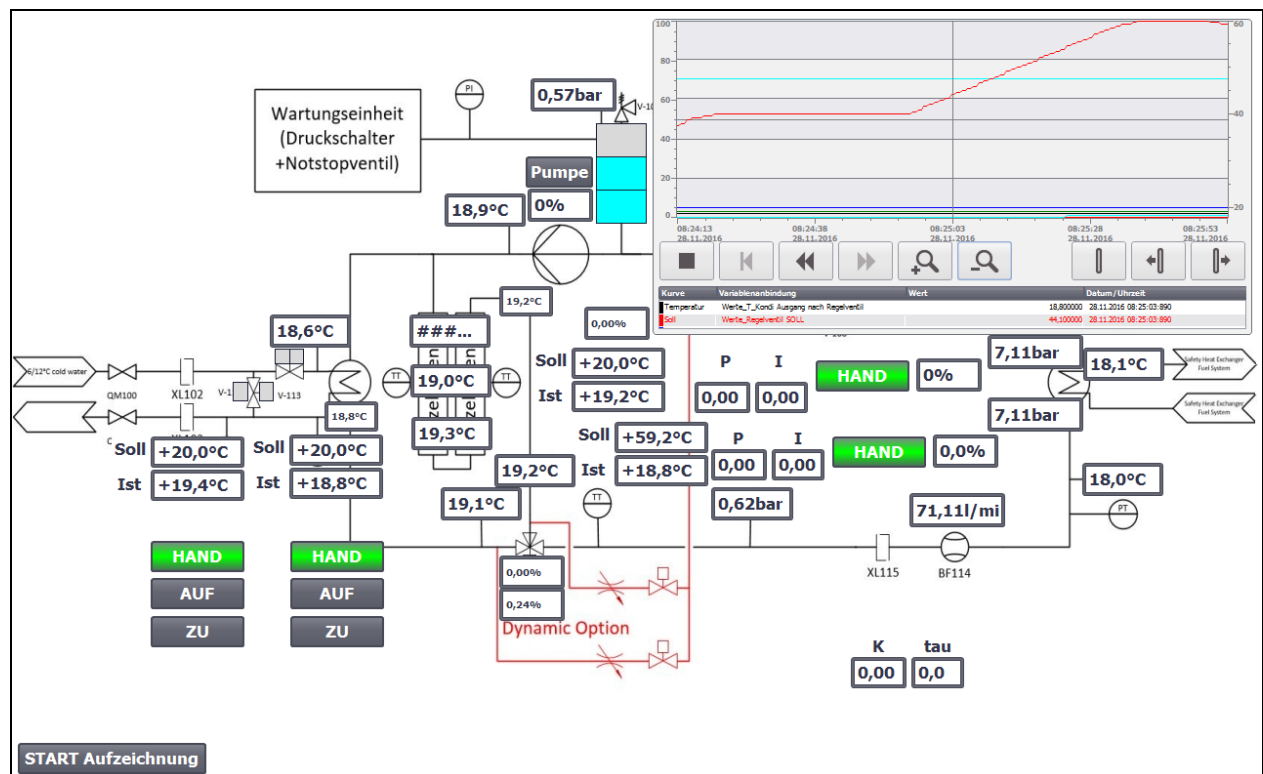


Abb. 58: Bedienoberfläche des Prototyps, Quelle: Eigene Darstellung.

5.3 Realer Aufbau

Um das Konzept validieren zu können, wird die Anlage wie in Kapitel 3.9 beschrieben, modifiziert, um so einen realen Fall darstellen zu können. Die schwarzen Schlauchleitungen, wie in Abb. 59 gezeigt, stellen die Entfernung von der Konditionieranlage im Keller bis zum Ventil im Prüfraum dar. Die weißen Leitungen, wie in Abb. 60 gezeigt, stellen die Zirkulationsleitungen dar.

Durch handelsübliche Drosselventile wird der benötigte Volumenstrom zur Kompensation des Temperaturverlustes über die Leitungen, wie in Kapitel 3.3.1 beschrieben, eingestellt. Durch diese einfache Modifizierung können in Folge Testmessungen an der Anlage durchgeführt werden, um das erarbeitete Konzept validieren zu können.



Abb. 59: Schlauchleitungen, Quelle: Eigene Darstellung.

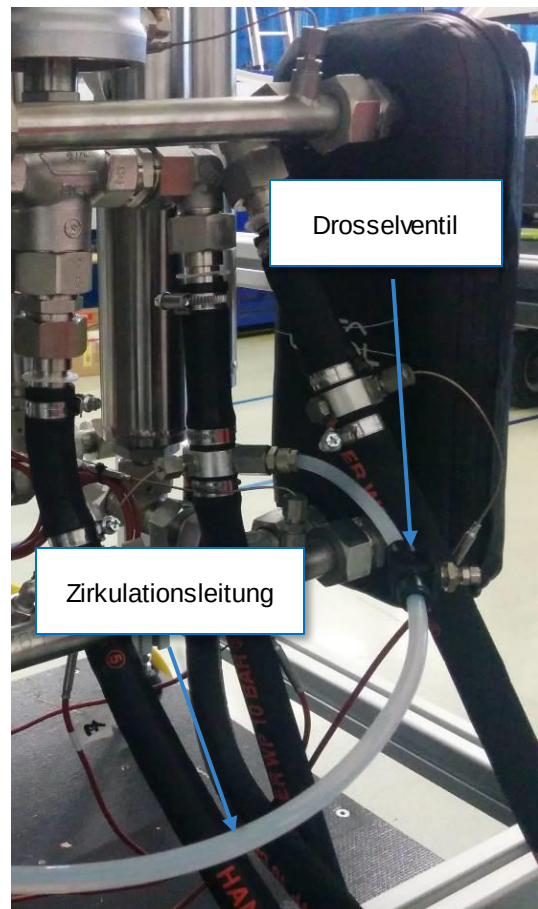


Abb. 60: Drosselventil und Zirkulationsleitung, Quelle: Eigene Darstellung.

Als Prüfling werden zwei vorhandene Wärmetauscher in Serie geschaltet, um den maximalen Druckverlust von 0,5 bar zu simulieren.

5.4 Regelung

Um Testversuche am Prototyp durchführen zu können, müssen wesentliche Grundparameter für die Regelung der Konditionieranlage in die SPS implementiert werden. Dazu muss eine Sprungantwort aufgezeichnet werden, um die Regelparameter für die Heizung sowie für das Mischventil berechnen zu können. Die dazu nötigen Schritte werden in den folgenden Punkten erläutert. Die Regelung des Kühlmediums erfolgt durch eine, wie in Kapitel 2.4.2.1 beschriebene, 3-Punktregelung.

Es sei angemerkt, dass es nicht Ziel dieser Arbeit ist, eine optimale Regelung der Konditionieranlage zu entwickeln. Notwendige Schritte dazu werden im Ausblick der Arbeit aufgezählt. Diese dienen als Basis zur weiteren Vorgehensweise.

5.4.1 Sprungantwort

Zur Berechnung der benötigten Parameter für die Regelung, müssen die relevanten Werte, wie Zeit, die Werte des Sprunges und die Antwort des Systems auf den Sprung aufgezeichnet werden, um diese später analysieren zu können. Die Aufzeichnung dieser Werte geschieht direkt über die SPS der Konditionieranlage, durch Abtasten der verschiedenen Signale. Diese werden dann in einer CSV Datei gespeichert. Die Abtastzeit der Messwerte beträgt 0,1 Sekunden. Diese Auflösung ist für die Analyse und für die weitere Berechnung völlig ausreichend, da die Regelstrecke der Temperatur eine sehr langsame ist. Wie in Abb. 61 ersichtlich, handelt es sich bei der gemessenen Kennlinie, wie in Kapitel 2.4.3 beschrieben, um die eines PT1-Systems mit Totzeit. Die Totzeit T_u resultiert aus der Länge des Heizelementaustritts, bis zur Temperaturmessstelle. In Abhängigkeit des Volumenstroms würde sich die Totzeit verlängern oder verkürzen.

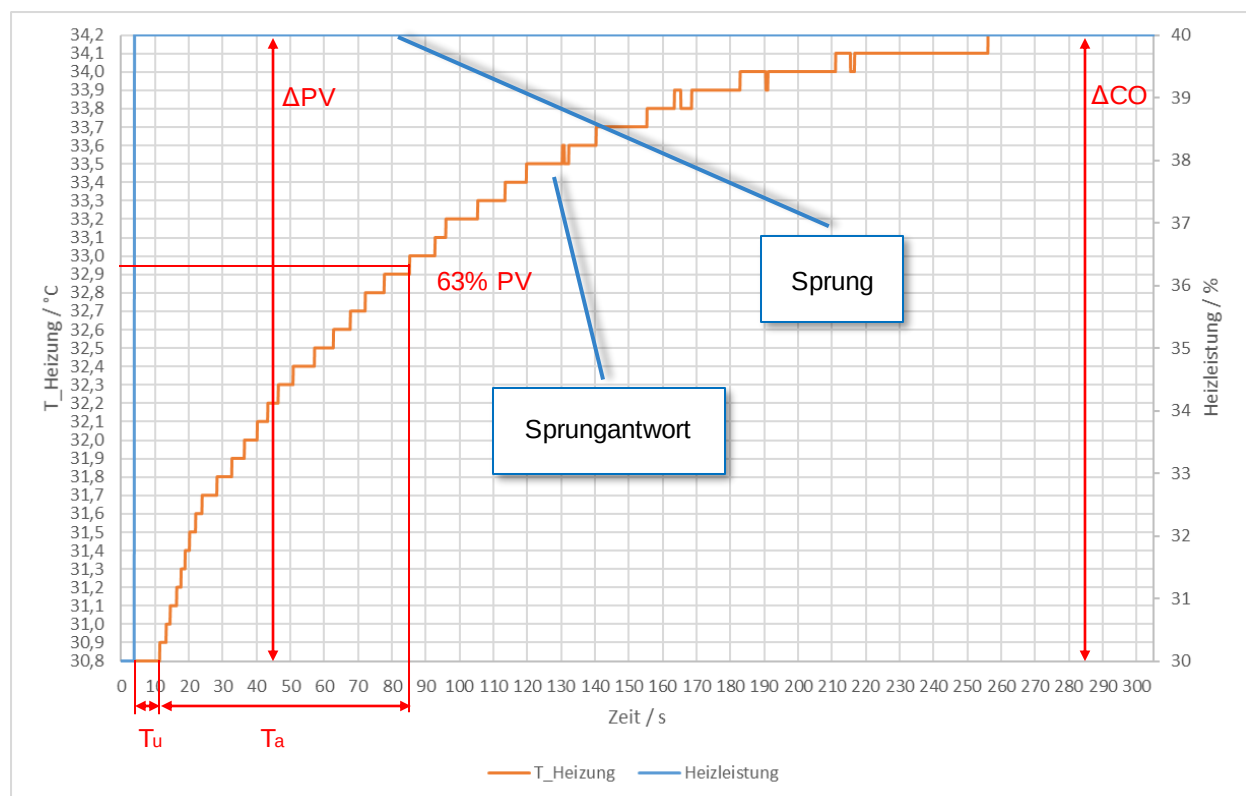


Abb. 61: Sprungantwort der Heizung, Quelle: Eigene Darstellung.

Da sich im Unternehmen, anhand von langjähriger Erfahrung, die Verwendung eines reinen PI-Reglers, für eine Temperaturregelung, als ausreichend herausgestellt hat, wird zur Regelung der Konditionieranlage ein solcher verwendet. Ein PID-Regler hätte, wie in Kapitel 2.4.3 erläutert, ein eher instabiles Verhalten und neigt zum Schwingen, da die Auflösung der Temperaturmessung bei 0,1 K ist. Das bedeutet, der D- Anteil würde bei jeder Temperaturänderung sehr stark auf die Regelung einwirken.

Die Berechnungen der Parameter K_p und K_i für einen PI-Regler, erfolgen durch die Einstellregeln nach Morari und lauten wie folgt.⁸⁹

$K_p = \frac{T_a}{K_s \cdot (T_u + T_a)}$	Formel 5.1	Größe	Einheit	Bezeichnung
		K_p K_s		Proportionalfaktor Stationäre Verstärkung
$K_i = \frac{K_p}{T_a}$	Formel 5.2	Größe	Einheit	Bezeichnung
		K_i		Integrationsfaktor
$K_s = \frac{\Delta PV}{\Delta CO}$	Formel 5.3	Größe	Einheit	Bezeichnung
		PV CO		Prozessvariable Regler Ausgang

Die abgelesenen Werte aus der Sprungantwort in Abb. 61 werden folglich in die Formel 5.1 eingesetzt. Zur Parametrierung des Reglers werden die errechneten Parameter in die SPS implementiert.

$$K_p = \frac{T_a}{\frac{\Delta PV}{\Delta CO} \cdot (T_u + T_a)} = \frac{71 \text{ s}}{\frac{34,2 - 30,8}{40 - 30} \cdot (7 \text{ s} + 71 \text{ s})} = 2,68$$

$$K_i = \frac{2,68}{71} = 0,038$$

Da die Heizleistung und die Sprungantwort vom Volumenstrom durch die Heizelemente und dem Temperaturbereich abhängig sind, muss zur Optimierung der Regelung die Sprungantwort bei verschiedenen Volumenströmen aufgezeichnet und die zugehörigen Regelparameter berechnet werden. Die Optimierung wird im Ausblick der Arbeit kurz erläutert.

⁸⁹ Vgl. Cooper (2015), Online-Quelle [27.11.2016].

5.4.2 Ventilkennlinie

Um eine dynamische Änderung der Temperatur gewährleisten zu können, wird das im Kapitel 2.4.1 beschriebene Steuern und Regeln für das Mischventil miteinander, wie in Abb. 62 dargestellt, kombiniert. Der Sollwert für das Mischventil wird über eine Steuerung, durch die Stellgröße, vorgegeben. Die noch vorhandene Regelabweichung zum Istwert wird über einen Regler durch dessen Stellgröße kompensiert.

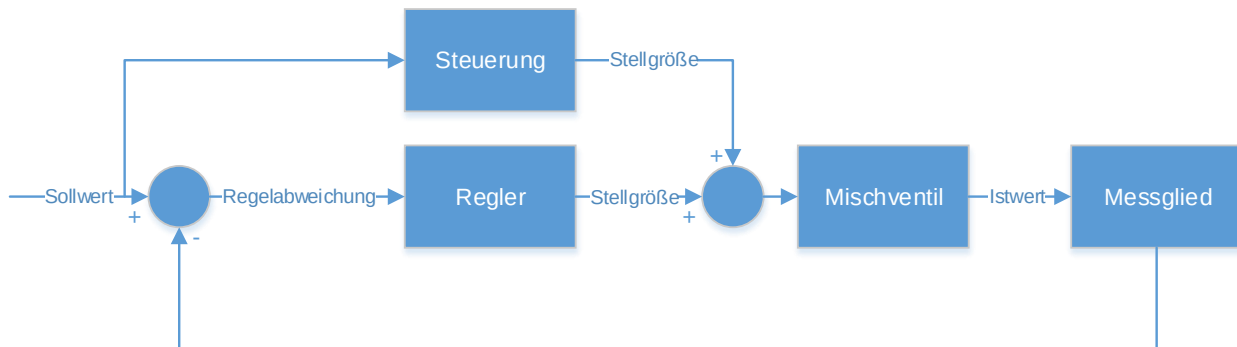


Abb. 62: Regler Struktur, Quelle: Eigene Darstellung.

In der Steuerung ist die passende Kennlinie für das Ventil hinterlegt. Um diese für die Steuerung des Ventils in der SPS hinterlegen zu können, muss die Kennlinie des Ventils durch empirische Versuche ermittelt werden.

Dazu werden mehrere Ventilstellungen eingestellt und dem zugehörigen Temperaturwert in einem Diagramm gegenübergestellt. Die aufgezeichneten Werte stellen eine $\tanh()$ Funktion dar, welche mit Hilfe der Software *Matlab* in eine mathematische Funktion angenähert werden kann. Damit ist es möglich, alle beliebigen Temperaturen der Ventilstellung zuzuordnen.

Matlab ist nicht nur ein Softwarepaket, sondern ebenso eine eigene Hochsprache. Es ist eines der Hauptprodukte der Firma *MathWorks*. Diese Software ist für numerische Berechnungen von komplexen mathematischen Aufgaben, Signalverarbeitung und Kommunikation, Bild- und Videoverarbeitung, Steuerungssysteme, Messtechnik, Finanzberechnungen sowie für die Darstellung und Analyse von Daten aus dem wissenschaftlichen Bereich, eines der meist verbreiteten Programme. Ursprünglich wurde es an der „University of New Mexico“ und der „Stanford University“ entwickelt. Diese Entwicklung sollte mathematische Kurse unterstützen. Im Vordergrund stand dabei die Darstellung von Zahlenmaterial in einer Matrix. Daraus resultiert auch der Name „**MAT**rix **LAB**oratory“ kurz *Matlab*.⁹⁰

⁹⁰ Vgl. MathWorks (2016), Online-Quelle [26.11.2016]

Die Funktion $\tanh()$ ergibt Werte zwischen -1 und 1. Wird die Funktion auf $\tanh() + 1$ erweitert, so ergeben sich Werte zwischen 0 und 2. Um folglich den Bereich der Ventilstellung darstellen zu können, wird die Funktion auf $50 \cdot \tanh() + 1$ erweitert, um Werte zwischen 0 und 100 abbilden zu können. Um die Funktion an die gemessenen Werte annähern zu können, muss diese um zwei weitere Parameter, wie in Formel 5.4, erweitert werden.

$$y = 50 \cdot \tanh(P1 \cdot (x - P2)) + 1$$

Formel 5.4

Größe	Einheit	Bezeichnung
x	°C	Temperatur
y	%	Ventilstellung
$P1$		Steigung
$P2$		Korrektur der X-Position

Die Annäherung der mathematischen Funktion an die gemessenen Werte erfolgt durch zufällig eingesetzte Zahlenwerte, für die Parameter $P1$ und $P2$ und ist in Abb. 63 dargestellt. Diese Prozedur wird in einer Schleife 50000-mal wiederholt. Dieser Zyklus sucht die kleinste Abweichung zur gemessenen Kennlinie. Die gefundenen Werte stellen dann die nötige Gleichung von der Kennlinie dar.

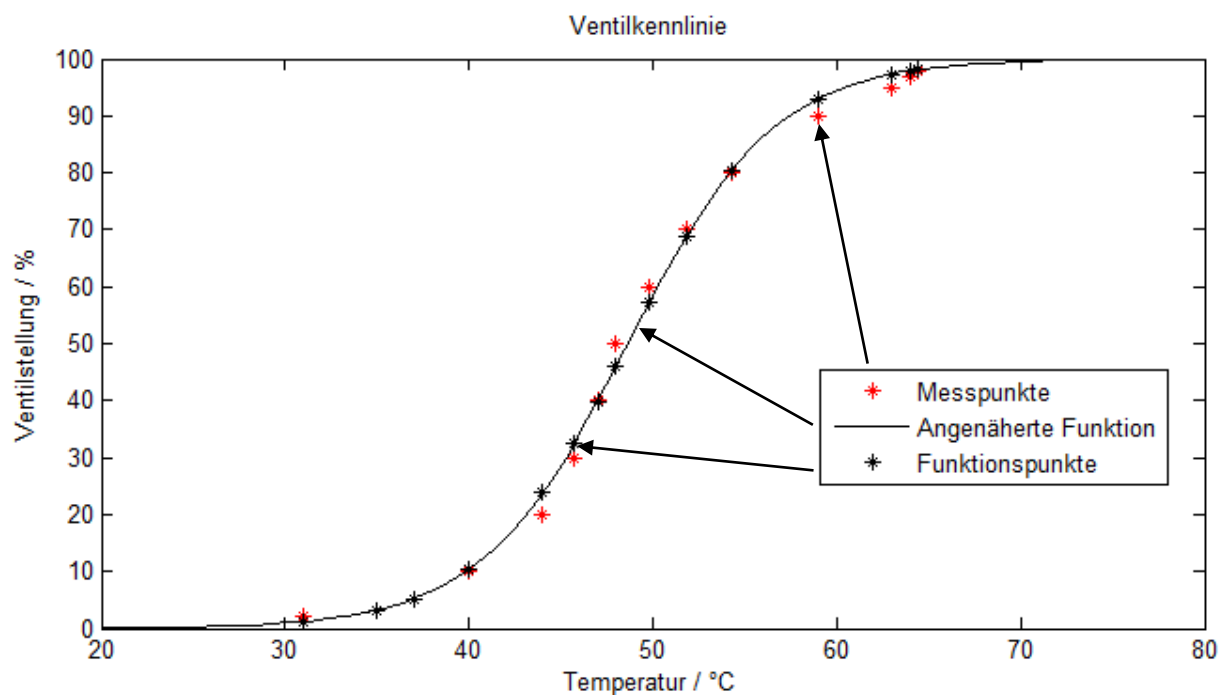


Abb. 63: Ventilkennlinie durch $\tanh()$ Funktion angenähert, Quelle: Eigene Darstellung.

Mit der angenäherten Funktion ist es nun möglich, jeden beliebigen Betriebspunkt steuern zu können. Die restliche Abweichung zum Sollwert wird durch einen PI-Regler ausgegeregelt. Um die passenden Parameter für den Regler zu finden, muss, wie in Kapitel 2.4.3 beschrieben, eine Sprungantwort des Systems aufgezeichnet werden. Dies geschieht auf die selbe Methode wie in Kapitel 5.4.1 beschrieben und wird daher an dieser Stelle nicht noch einmal erläutert.

5.5 Praxisorientierte Verifizierung

Um die Funktionalität der Konditionieranlage verifizieren zu können, werden verschiedene Vorgabekurven nachgebildet und Messungen durchgeführt. In den folgenden Punkten werden die Messungen und das Verhalten der Anlage bei verschiedenen Vorgaben genauer erörtert.

Das Ziel dieser Messungen besteht darin, den Soll- und Istwert der Temperatur zu messen. Das Ergebnis der errechneten Regelabweichung kann folglich mit den Anforderungen aus Kapitel 4.1 verglichen werden.

5.5.1 Rampenfahrt

Um dynamische Änderungen der Temperatur generieren zu können, dient eine willkürliche Rampe als Sollwertvorgabe. Die erste Aufzeichnung wird nur durch die Steuerung der Ventilkennlinie, ohne Zuschalten eines PI-Reglers, durchgeführt.

Die in Abb. 64 dargestellte Messung zeigt deutlich, dass eine Regelabweichung zwischen der vorgegebenen Soll- Kennlinie (T-Soll) und der tatsächlichen Ist- Kennlinie (T-Ist) besteht. Diese beträgt zwischen 3,7 K über und 0,9 K unterhalb des Sollwertes, im Durchschnitt 1,1671 K über dem Sollwert mit einer Standardabweichung von 1,303 K. Aus den gewünschten Anforderungen geht hervor, dass eine Steuerung alleine nicht ausreichend ist, um diese zu erfüllen. Die durchschnittliche Regelabweichung von 1,1671 K ist größer als die gewünschte, maximale Regelabweichung von $\pm 0,5$ K im dynamischen Betrieb.

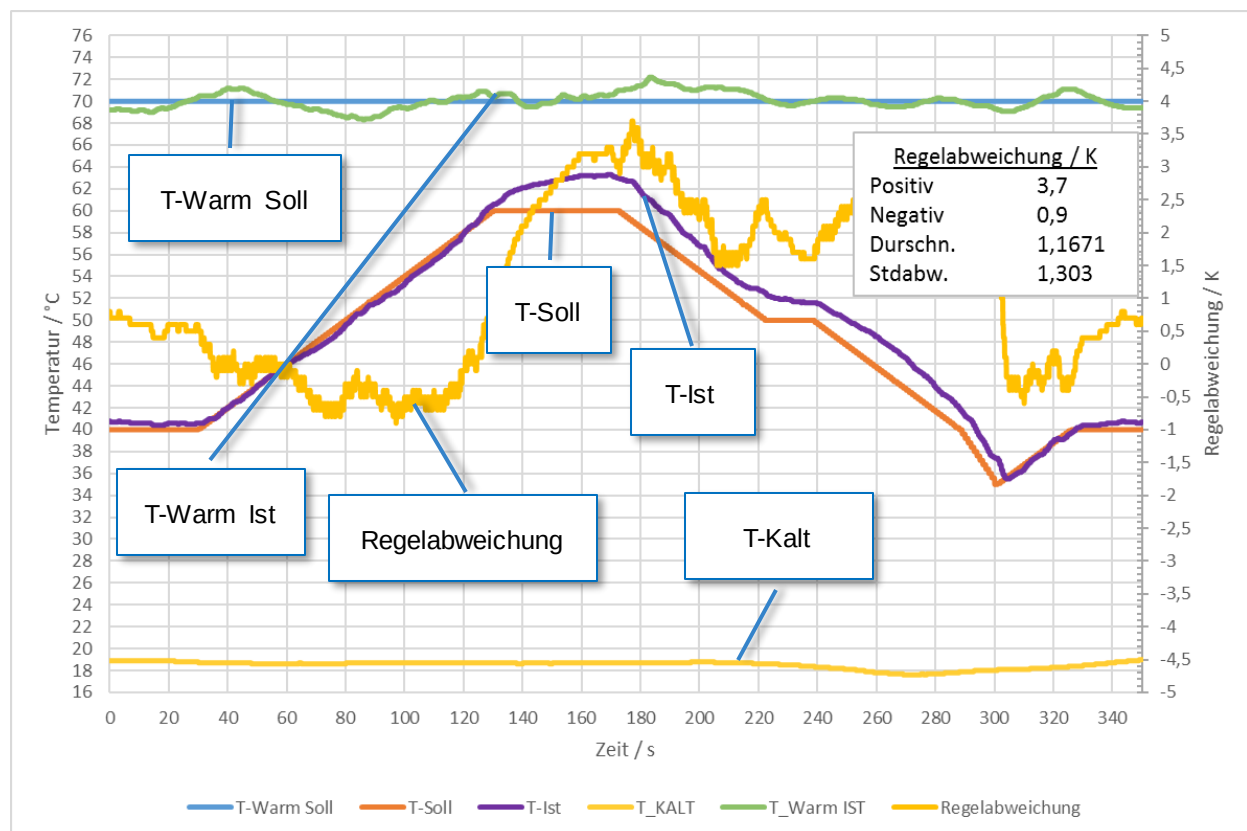


Abb. 64: Rampenfahrt nur mit Ventilkennlinie ohne Regelung, Quelle: Eigene Darstellung.

Um diese Abweichung zu kompensieren, wird im zweiten Versuch dem gesteuerten Ventil, wie in Kapitel 5.4.2 beschrieben, ein PI- Regler hinzugefügt.

Der Versuch, wie in Abb. 65 dargestellt, mit der Kombination aus Steuerung und Regelung zeigt eine deutliche Verbesserung der Regelabweichung. Diese beträgt zwischen 1 K über und 1,6 K unterhalb des Sollwertes, im Durchschnitt 0,00206 K über dem Sollwert mit einer Standardabweichung von 0,364 K. Im Vergleich zu den gewünschten Anforderungen geht hervor, dass eine deutliche Verbesserung durch die Kombination aus Steuern und Regeln erreicht wird. Die durchschnittliche Regelabweichung von 0,00206 K ist kleiner als die gewünschte, maximale Regelabweichung von ± 1 K im dynamischen Betrieb.

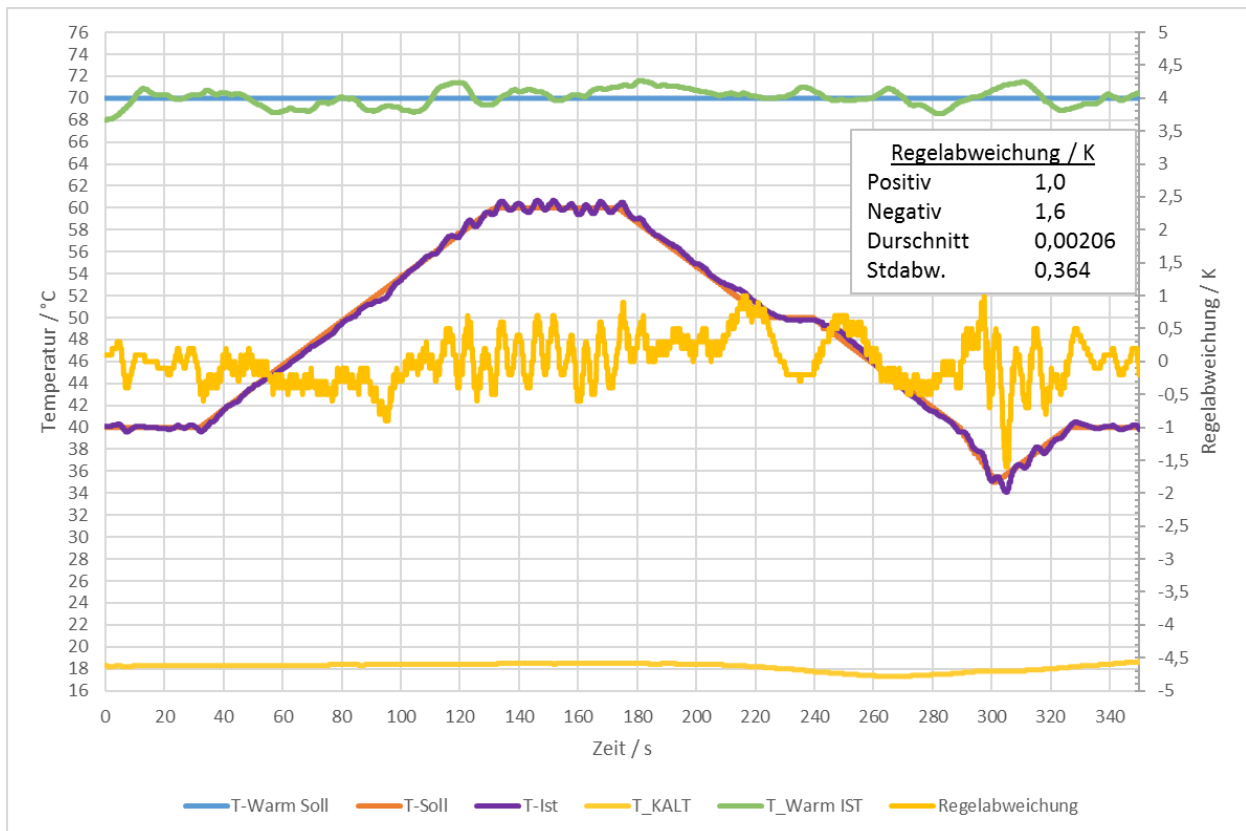


Abb. 65: Rampenfahrt mit Ventilkennlinie und Regelung, Quelle: Eigene Darstellung.

Es sei angemerkt, dass für die Versuchsmessungen lediglich eine einfache Regelung der Anlage gegeben ist. In weiterer Folge muss die Regelung optimiert werden, da für die Messung nur eine einfache Kennlinie für einen Bereich von 20 °C bis 70 °C gemessen und in der Software hinterlegt ist. Die Regelparameter für den PI- Regler sind ebenfalls nicht für jeden Temperaturbereich optimiert, worauf das leichte Schwingen bei 60 °C zurückzuführen ist.

5.5.2 Sprünge

Um die maximale Änderungsgeschwindigkeit der Anlage verifizieren zu können, werden Sollwertsprünge getestet. Dabei zeigt sich, wie in Abb. 66, dass mit der Konditionieranlage eine Änderungsgeschwindigkeit von 2 K/s möglich ist, was eine deutliche Verbesserung der realen Nachbildung von Fahrzyklen auf Prüfständen zur Folge hat. Die gestellte Anforderung an die Änderungsgeschwindigkeit der Konditionieranlage von 1 K/s kann somit zu 200 % erfüllt werden.

Es sei erwähnt, dass bei diesen Versuchen keine Optimierung der Regelparameter vorgenommen wurde. Dies wird, wie in dem folgenden Kapitel 6.2 erörtert, geschehen.

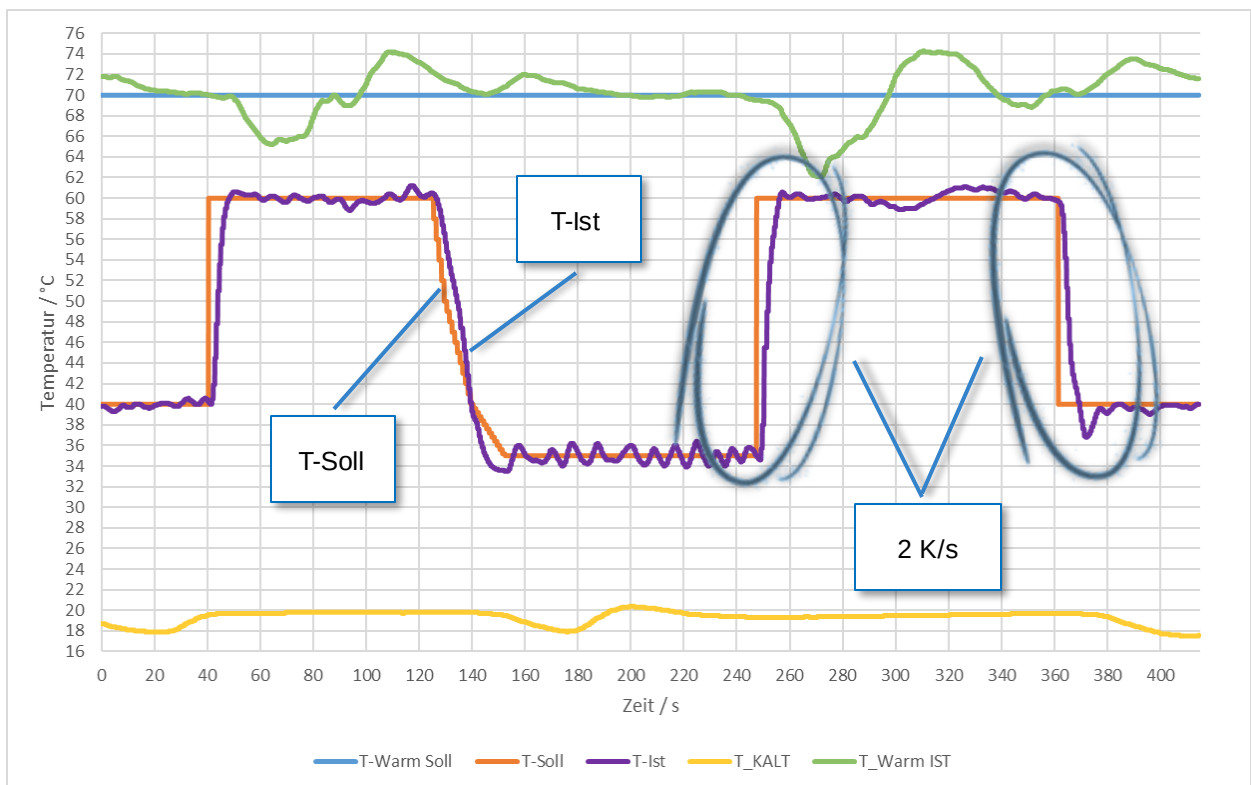


Abb. 66: Sollwertsprünge, Quelle: Eigene Darstellung.

Des Weiteren ist ein Schwingen des Heizungsreglers, in Abb. 66 grün dargestellt, zu erkennen. Dies geht aus der ebenso noch nicht optimierten Regelung der Heizelemente hervor und wird im Ausblick näher erläutert.

5.5.3 Ohne Zirkulationsleitung

Bei dem Versuch die Anlage ohne Zirkulationsleitungen zu betreiben, wird die Konditionieranlage, wie in Kapitel 3, simuliert. Wie in Abb. 67 dargestellt, ist die errechnete Zeitverzögerung deutlich zu erkennen. Ebenso ist der errechnete Temperaturverlust in der Leitung aus Kapitel 3 zu erkennen.

Das Schwingen der Ist-Kennlinie (T- Ist), kann ebenso auf eine nicht optimierte Regelung der Heizelemente zurückgeführt werden und wird im Kapitel 6.2 näher erläutert.

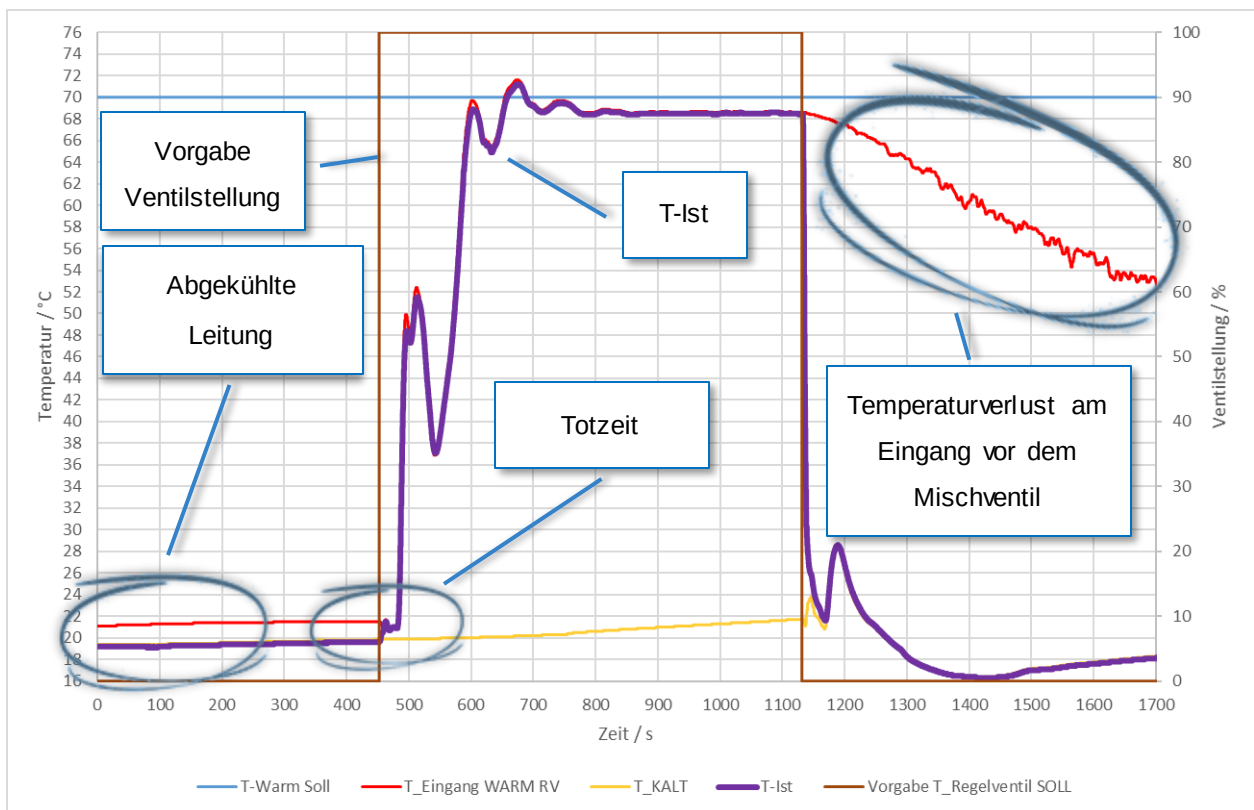


Abb. 67: Testaufzeichnung ohne Zirkulationsleitungen, Quelle: Eigene Darstellung.

5.5.4 Mit Zirkulationsleitungen

Mit den Zirkulationsleitungen ist deutlich zu erkennen, dass keine Totzeit mehr vorhanden ist, sowie dass das Auskühlen der Leitungen verhindert werden kann. Die Messung ist in Abb. 68 dargestellt.

Es sei angemerkt, dass bei den Versuchen am Prototyp keine Isolierung der Leitungen vorhanden ist. Dadurch ist der Temperaturunterschied der roten- (T-Eingang Warm RV) und der blauen- (T-Warm Soll) Linie vorhanden. Durch die Simulation der 15 Meter langen Leitungen, entsteht ein Temperaturverlust über die Länge, von ca. 15 °C bei einer nicht isolierten Leitung und einem geringen Volumenstrom über die Zirkulationsleitung.

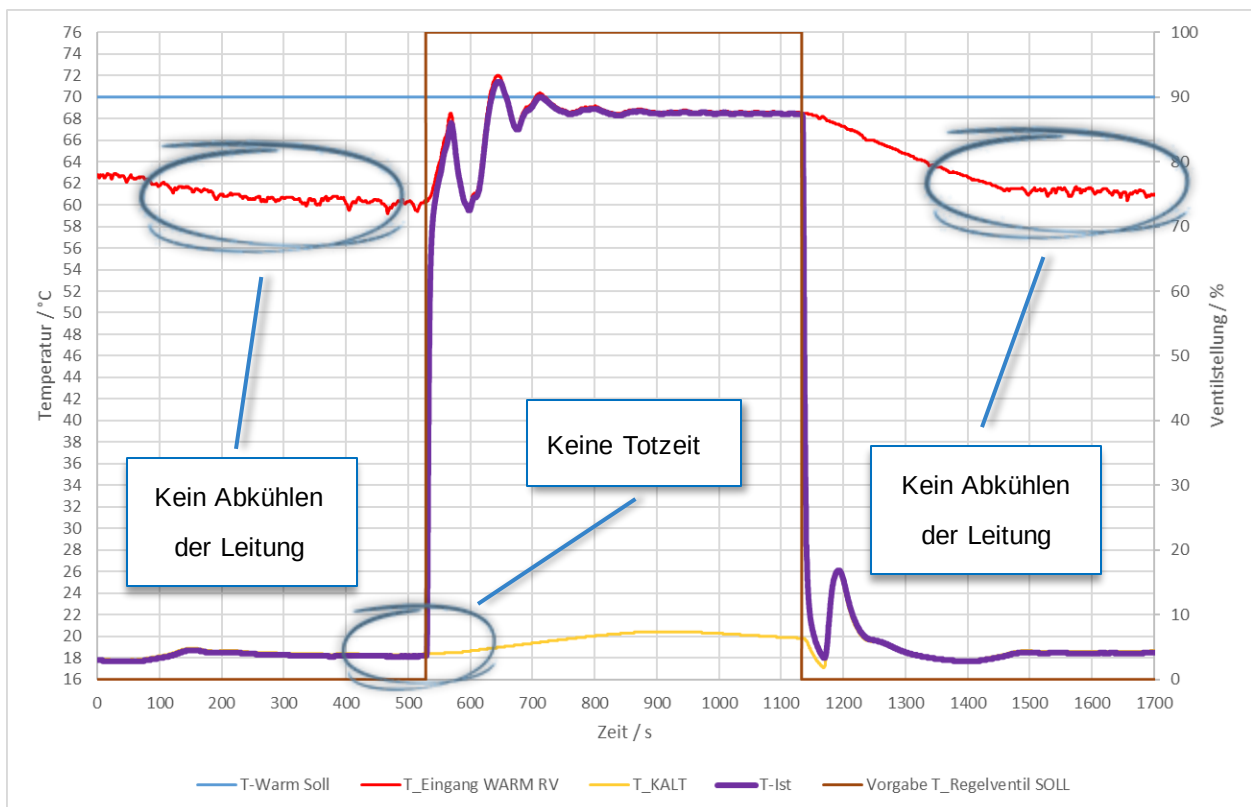


Abb. 68: Testaufzeichnung mit Zirkulationsleitung, Quelle: Eigene Darstellung.

Wie aus diesem Versuch ebenso hervorgeht, sollten bei einer optimierten Regelung und bei isolierten Leitungen, Änderungsgeschwindigkeiten von mehr als 2 K/s möglich sein.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Abschließend werden die Ergebnisse zusammengefasst und der Ausblick erörtert.

6.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Das Ziel der Arbeit bestand darin, eine Konditionieranlage zu entwickeln, welche eine dynamische Regelung der Temperatur ermöglicht. Dadurch sollen realitätsnahe Betriebszustände auf Fahrzeug- und Motorenprüfständen sowie auf anderen Entwicklungsprüfständen geschaffen werden. Diese wurde so ausgelegt, dass verschiedene Leistungsstufen skalierbar sind, ohne gravierende Änderungen an der Konstruktion vornehmen zu müssen. Ein weiteres Ziel war es, durch einen Prototyp, wesentliche Parameter erfassen zu können, um diese in weiterer Folge als Grundlage für ein Regelungsmodell heranzuziehen.

In diesem Zusammenhang wurden verschiedene Konzepte erarbeitet. Diese Konzepte beinhalten die Entwürfe des Anlagenschemas, die Beschreibung der Komponenten und deren Aufgaben sowie eine Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile jedes Konzeptes.

Auf Basis dieser Erkenntnisse wurde ein Konzept nach definierten Bewertungskriterien ausgewählt und weiterverfolgt.

Um das Konzept realisieren zu können, wurden mögliche Komponenten analysiert und berechnet sowie ein 3D Model mit Hilfe der Software *Solidworks* konstruiert, woraus anschließend ein Prototyp entstanden ist.

Durch die Aufzeichnung von Sprungantworten konnte eine einfache Regelung für den Prototyp in eine *Siemens* SPS implementiert werden. Um eine schnelle Regelung des Mischventils gewährleisten zu können, wurde zusätzlich eine Kennlinie des Ventils in der Steuerung hinterlegt und mit einem PI- Regler kombiniert.

Schließlich wurden auf Basis dieses Prototyps Versuche durchgeführt und die Performance der dynamischen Konditionieranlage anhand von praxisrelevanten Untersuchungen getestet und verifiziert. Diese Untersuchungen haben gezeigt, dass bereits ohne eine Optimierung der Regelung gute Ergebnisse mit einer maximalen Regelabweichung beim Einschwingen des Reglers zwischen 1 K über und 1,6 K unterhalb des Sollwertes, erzielt werden konnten.

Abschließend kann gesagt werden, dass das mögliche Potential der Konditionieranlage noch lange nicht ausgeschöpft ist. Die möglichen Optimierungsmaßnahmen um das Potential der Anlage besser nutzen zu können, wird im nächsten Abschnitt erörtert.

6.2 Ausblick

Da bei den ersten Testversuchen positive Ergebnisse erzielt werden konnten und die Firma qpunkt immer wieder Anfragen für Konditionieranlagen bekommt, soll das Konzept verstärkt weiterverfolgt werden.

Dieser Prototyp dient den Regelungsexperten als reales Modell, um optimale Regelungsstrategien und eine Auto-Tune Funktion erproben zu können sowie als Basis für die Weiterentwicklung zur Kleinserie.

In erster Instanz werden sich die Regelungsexperten der Firma mit der optimalen Regelung beschäftigen. Um die optimale Regelung auch bei Änderung des Prüflings oder der Entfernung zum Prüfling gewährleisten zu können, soll eine Auto-Tune Funktion implementiert werden. Dadurch soll es möglich sein, Folgekosten für den Kunden einsparen zu können. Dieser muss nicht bei Änderungen an seiner Gesamtanlage einen Regelungstechniker einfliegen lassen, um die Anlage neu zu parametrieren. Ebenso kann ein nachjustieren der Anlage automatisch vorgenommen werden.

Durch diese Funktion entsteht ein großer Mehrwert für das Produkt, wodurch die Kundengewinnung verbessert werden kann. Diese Funktion ist ein schlagkräftiges Verkaufsargument für den Vertrieb des Unternehmens.

Da der Markt der Elektromobilität derzeit ein starkes Wachstum verzeichnet und für die Kühlung bzw. Heizung der Batteriesysteme auf diversen Prüfständen eine dementsprechende Konditionierung benötigt wird, ist derzeit der perfekte Zeitpunkt für den Markteinstieg mit einer kleinen Serie der Anlage.

Zur Optimierung der Regelung kann zum Beispiel, wie in Abb. 69 dargestellt, der Einfluss der Ventilposition und der Temperaturdifferenz zwischen Heizelement Eingang und Ausgang über dementsprechende nicht lineare dynamische Funktionen die Regelung verbessert werden. Dadurch ist es möglich, sofort einen Einfluss auf die Stellgröße des zu regelnden Elementes zu nehmen und nicht wie ein einfacher PI- Regler, erst nachdem eine Abweichung aufgetreten ist, zu reagieren.

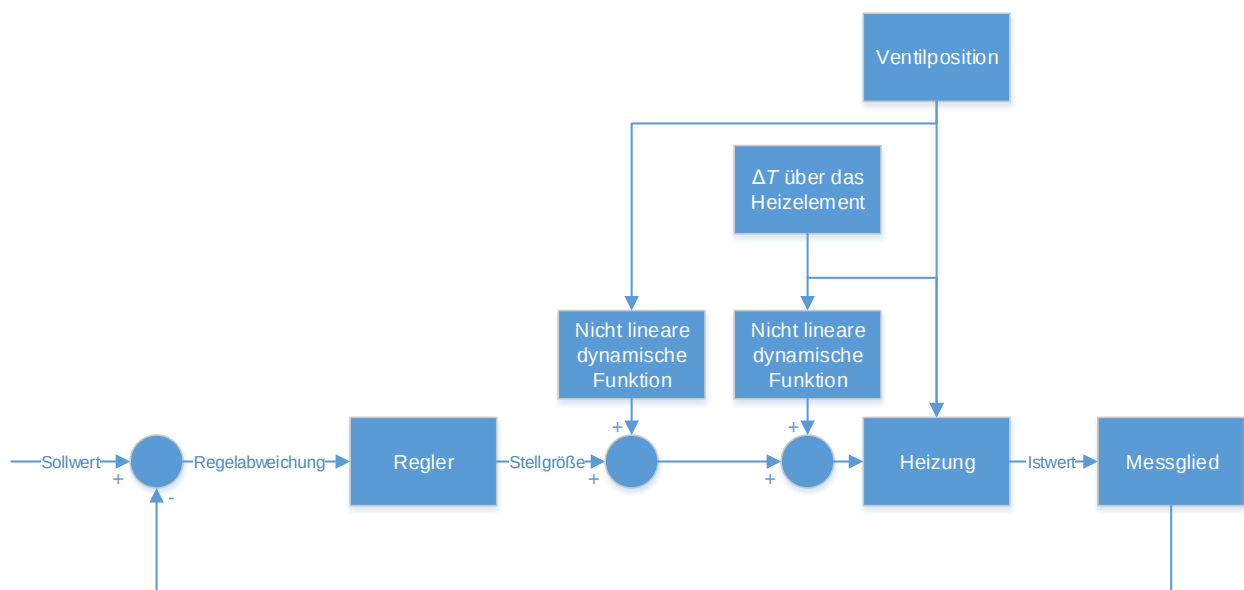


Abb. 69: Blockdiagramm der Regler Optimierung, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Ausgleich der restlichen Regelabweichung kann durch einen PI Regler realisiert werden. Hierbei ist es ebenso wichtig, eine Kennlinie für die Heizleistung in Abhängigkeit der Ventilstellung und in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz im Hintergrund vorliegen zu haben, da das System nicht linear ist und somit in unterschiedlichen Bereichen unterschiedlich reagiert.

Da das System nicht linear ist und somit bei verschiedenen Temperaturbereichen unterschiedlich reagiert, müssen mehrere Sprungantworten aufgezeichnet und analysiert werden. Daraus resultierend ergeben sich bei verschiedenen Temperaturbereichen, unterschiedliche Parameter für den Regler. Nur so ist es möglich, eine optimale Regelung der Konditionieranlage zu erzielen. Dieses, nicht lineare Verhalten, ist in Abb. 70 dargestellt. Bei immer gleicher Höhe des Sprunges, variiert das Verhalten des Sollwertes. Dieses Verhalten ist ebenso am Prototyp zu erkennen. Beim Versuch, dem Sollwert der vorgegebenen Rampe, wie im Kapitel 5.5.1 erläutert, zu folgen, ist ein Schwingen bei 70 °C zu erkennen. Bei 40 °C hingegen, verhält sich der Istwert annähernd wie der Sollwert.

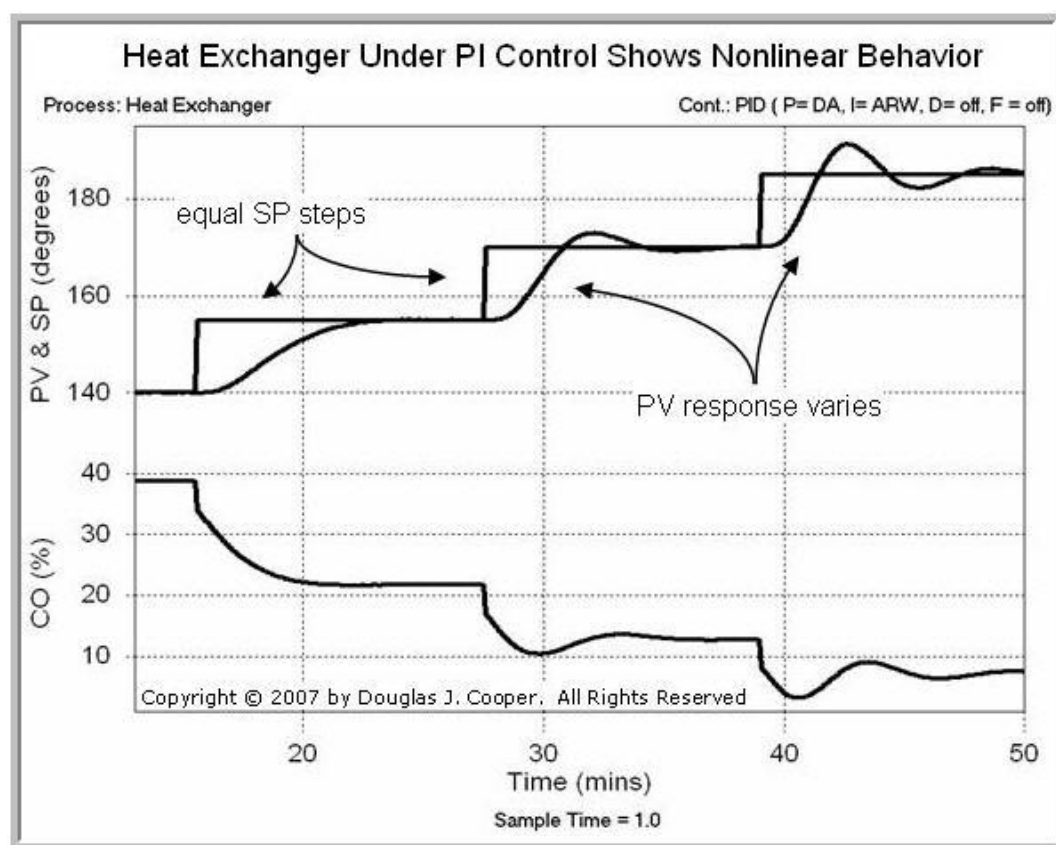


Abb. 70: Nicht lineares Verhalten bei gleichen Regler Parametern, Quelle: Cooper (2015), Online-Quelle [27.11.2016].

Um die Kennlinie des Ventils für jeden Temperaturbereich zur Verfügung zu haben, muss die für den Prototyp hinterlegte Kennlinie auf einen beliebigen Bereich skaliert werden.

6.3 Persönliches Resümee

Im Verlauf dieser Arbeit zeigte sich, dass es wichtig ist, im Vorfeld mit den Experten diverser Abteilungen zu sprechen, um deren Erfahrungen bereits in der Konzeptfindung mit einfließen zu lassen. Somit können später auftretende Probleme reduziert werden.

Weiters wurde in der Arbeit deutlich, dass eine genaue Zeitplanung von enormer Bedeutung ist. Einige Komponenten haben sehr lange Lieferzeiten und können somit zu einem Problem bei der Einhaltung eines strengen Zeitplans führen.

Eine genaue Kontrolle der Ware vor dem Zusammenbau, kann später auftretende Probleme bereits im Vorfeld eliminieren. Bei der ersten Inbetriebnahme der Anlage, war bereits nach kurzer Zeit die Dichtstelle zwischen dem Heizelement und dem Heizrohr undicht. Fehlerursache war ein scharfer Grad in der O- Ring Nut, welcher einen defekten O- Ring zur Folge hatte. Bei genauerer Kontrolle hätte dieser Fehler im Vorfeld entdeckt werden müssen und somit wäre ein Ausbau des Heizrohres zur Nacharbeit nicht notwendig gewesen.

Weiters sei erwähnt, dass so manche Komponenten von dem 3D Model respektive von der Zeichnung abweichen. Es sollte somit in der Konstruktion immer genügend freier Platz für etwaige Abweichungen mit eingeplant werden. Im konkreten Fall wich der Motor der Pumpe von dem 3D Model ab und es musste eine Änderung an der Konstruktion vorgenommen werden.

Abschließend sei erwähnt, dass mit einfachen Regelparametern bereits gute Resultate erzielt werden konnten, um erste Versuche an der Anlage durchzuführen.

LITERATURVERZEICHNIS

Gedruckte Werke (18)

Will, Dieter; Gebhardt, Norbert (Hrsg.) (2008): *Hydraulik*, 4 Auflage, Springer, Dresden

Gamse, Thomas (Hrsg.) (2014): *Mechanische und Thermische Verfahrenstechnik*, 4 Auflage, Graz

Alfa Laval (Hrsg.) (2016): *Alfa Laval -Spiral heat exchangers*, o.E. Auflage, Lund

Böge, Alfred (2011): *Technische Mechanik*, 29 Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden

Grote, Karl-Heinrich; Feldhusen, Jörg (2011): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*, 23 Auflage, Springer, Berlin Heidelberg New York

Hemming, Werner (1999): *Verfahrenstechnik*, 8 Auflage, Vogel-Fachbuch, Würzburg

Hering, Ekbert; Martin, Rolf; Stohrer, Martin (2007): *Physik für Ingenieure*, 10 Auflage, Springer, Berlin-Heidelberg

Labuhn, Dirk; Romberg, Oliver (2007): *Keine Panik vor Thermodynamik*, 3 Auflage, Vieweg, Wiesbaden

Lunze, Jan (2008): *Regelungstechnik 1*, 5 Auflage, Springer, Bochum

Lutz, Holger; Wendt, Wolfgang (2014): *Taschenbuch der Regelungstechnik*, 10 Auflage, Europa-Lehrmittel

Matthies, Hans-Jürgen; Renius, Karl-Theodor (2008): *Einführung in die Ölhydraulik*, 6 Auflage, Vieweg-Teubner, Wiesbaden

Recknagel, Hermann; Sprenger, Eberhard; Schramek, Ernst-Rudolf (2012): *Taschenbuch für Heizungs+Klimatechnik*, 75 Auflage, Oldenbourg Industrieverlag, München

Reuter, Mafred; Zacher, Serge (2008): *Regelungstechnik für Ingenieure*, 12 Auflage, Vieweg+Teubner, Siegen

Samson (2007): *Temperaturregler*, 1 Auflage, Frankfurt

Schmid, Dietmar (2010): *Steuern und Regeln für Maschinenbau und Mechatronik*, 12 Auflage, Europa-Lehrmittel, Essingen

Schmid, Ditmar (2009): *Automatisierungstechnik*, 8 Auflage, Europa-Lehrmittel, Essingen

Unbehauen, Heinz (2008): *Regelungstechnik 1*, 15 Auflage, Vieweg+Teubner, Bochum

Wellenreuther, Günter; Zastrow, Dieter (2009): *Automatisieren mit SPS - Theorie und Praxis*, 4 Auflage, Vieweg+Teubner, Mannheim

Online-Quellen (29)

HAWE Hydraulik SE (2016): *Fluidlexikon*

<https://www.hawe.com/de-de/fluidlexikon/hydraulik/> [Stand: 29.08.2016]

Grundfos (2016): *Grundfos Pumpen*

http://machining.grundfos.de/media/60727/grundfos_pumpenhandbuch.pdf [Stand: 01.09.2016]

PTK Pumpen (2016): *PTK-Pumpen*

<http://www.ptkpumpen.de/pumpen-knowhow/> [Stand: 01.09.2016]

Chemie.de (2016): *Chemie.de*

<http://www.chemie.de/lexikon/W%C3%A4rmeleitf%C3%A4higkeit.html> [Stand: 05.09.2016]

Chemgaroo (2016): *Chemgaroo*

http://www.chemgapedia.de/vsengine/lu/vsc/de/ch/10/waermetransport/waermeleitung_durch_waende/waermeleitung_durch_waende.lu.html [Stand: 26.08.2016]

Chemgaroo (2016): *Chemgaroo*

<http://www.chemgapedia.de/vsengine/lu/vsc/de/ch/10/waermetransport/waermeuebergang/waermeuebergang.lu.html> [Stand: 05.09.2016]

Chemgaroo (2016): *Chemgaroo*

<http://www.chemgapedia.de/vsengine/lu/vsc/de/ch/10/waermetransport/waermedurchgang/waermedurchgang.lu.html> [Stand: 05.09.2016]

Anton Schweizer (2016): *Formelsammlung und Berechnungsprogramme für den Anlagenbau*

<http://www.schweizer-fn.de/waerme/waermetauscher/waermetauscher.php> [Stand: 05.09.2016]

Anton Schweizer (2016): *Formelsammlung und Berechnungsprogramme für den Anlagenbau*

<http://www.schweizer-fn.de/waerme/waermeuebergang/waermeuebergang.php> [Stand: 05.09.2016]

Chemgaroo (2016): *Chemgaroo*

http://www.chemgapedia.de/vsengine/tra/vsc/de/ch/7/tc/trajektorien/kompakt_kurs/stoff_waermetransport.tra/lu/vsc/de/ch/7/tc/waerme/praktikum/waerme_praktikum.lu/Page/vsc/de/ch/7/tc/waerme/praktikum/einfuehrung/w_apparate.vscml.html [Stand: 06.09.2016]

Bibliographisches Institut (2016): *Lernhelfer*

<https://www.lernhelfer.de/schuelerlexikon/chemie/artikel/gegenstromprinzip> [Stand: 08.09.2016]

Apparate- und Anlagentechnik Nürnberg (2016): *Apparate- und Anlagentechnik Nürnberg*

<http://www.aan-nuernberg.de/rohrbuendelwaermetauscher.html> [Stand: 08.09.2016]

Sunrise Process Equipments (2016): *Sunrise Process Equipments*

<http://www.sunriseequipments.com/Double-Pipe-Heat-Exchanger.htm> [Stand: 08.09.2016]

Therminox (2008): *Therminox*

http://www.therminox.de/index.php?link=waermetauscher_geschraubt.html [Stand: 08.09.2016]

Arcus, Dichtelemente (2016): *Dichtelemente Arcus*

<http://www.o-ring.de/html/de/werkstoffe/> [Stand: 22.11.2016]

Literaturverzeichnis

Cooper, Dr. (2015): *Control-Guru*

<http://controlguru.com/design-and-tuning-recipe-must-consider-nonlinear-process-behavior/> [Stand: 27.11.2016]

Cutler, Jon; Marczyk, Jakub; Pawelek, Krzysztof (2013): *Prozesstechnik-Online*

http://www.prozesstechnik-online.de/chemie/-/article/31534493/38776953/Was-der-Anwender-bei-der-Wahl-beachten-sollte/art_co_INSTANCE_0000/maximized/ [Stand: 08.09.2016]

Grotz, Bernhard (2016): *Grund-Wissen*

<http://grund-wissen.de/physik/waermelehre/ausdehnung-bei-erwaermung.html> [Stand: 24.11.2016]

MathWorks (2016): *MathWorks*

<https://de.mathworks.com/products/matlab/> [Stand: 26.11.2016]

Schubert&Salzer (2016): *Schubert&Salzer*

<http://www.schubert-salzer.com/produkte/3-wege-ventile/regelventile/typ-7082.html> [Stand: 20.11.2016]

Schweizer, Anton (2016): *Formelsammlung und Berechnungsprogramme für Anlagenbau*

<http://www.schweizer-fn.de/stroemung/kwwert/kwwert.php> [Stand: 20.11.2016]

Siemens (2016): *Siemens*

<http://www.buildingtechnologies.siemens.com/bt/global/de/gebaeudeautomation-hlk/hlk-produkte/ventile-und-stellantriebe/anwendungsbereich/deckenkuehlung/seiten/deckenkuehlung.aspx> [Stand: 20.11.2016]

Speck (2016): *Speck*

<http://www.speck.de/nc/en/products/p/pumpdetail/detail/cy-4281-mk/> [Stand: 20.11.2016]

Sperlich, Peter (2000): *Gebäudesystemtechnik mit KNX/EIB*

http://www.eib-home.de/eib_hlk_hkl_konzept_knx.htm [Stand: 14.09.2016]

Stasto (2016): *Stasto*

<http://www.stasto.at/0010/DE/Product/15894-schmutzfanger-serie-4005-4051508> [Stand: 20.11.2016]

Türk&Hillinger (2016): *Türk&Hillinger*

<http://www.tuerk-hillinger.de/fileadmin/media/pdfs/EHK30.PDF> [Stand: 20.11.2016]

TÜV-SÜD (2016): *TÜV-SÜD*

<http://www.tuev-sued.at/uploads/images/1385025173608029590400/druckgeraeteuberwachung-praxis.pdf> [Stand: 20.11.2016]

VIPTech-GmbH (2016): *Magnetkreiselpumpen*

<http://www.magnetkreiselpumpen.eu/> [Stand: 20.11.2016]

WIKA (2016): *Drucksensor KnowHow*

<http://www.drucksensor-knowhow.de/blog/2010/04/28/funktionsprinzip-resistiver-drucksensor/#!prettyPhoto> [Stand: 26.11.2016]

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abb. 1: Strömung durch eine Leitung mit veränderlichem Querschnitt, Quelle: Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 44.....	3
Abb. 2: Stationäre reibungsfreie Strömung bei veränderlichem Querschnitt, Quelle: Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 46.....	4
Abb. 3: Laminare und turbulente Strömung, Quelle: Schmid (2010), S. 154 (leicht modifiziert).	7
Abb. 4: Widerstandscharakteristik von Knieelementen, Quelle: Will/Gebhardt (Hrsg.) (2008), S. 65.	8
Abb. 5: Typische Verhältnisse zwischen Förderstrom und Förderhöhe bei drei Pumpentypen, Quelle: Grundfos (2016), Online-Quelle [01.09.2016] (leicht modifiziert).	9
Abb. 6: Kennlinie einer drehzahlgeregelten Pumpe, Quelle: Grundfos (2016), Online-Quelle [01.09.2016] (leicht modifiziert).	10
Abb. 7: Temperaturverlauf in einer Wand, Quelle: Gamse (Hrsg.) (2014), S. 27.	11
Abb. 8: Wärmeübergang, Quelle: Chemgaroo (2016), Online-Quelle [05.09.2016] (leicht modifiziert).	12
Abb. 9: Wärmedurchgang, Quelle: Chemgaroo (2016), Online-Quelle [05.09.2016] (leicht modifiziert).	14
Abb. 10: Gleichstrom- und Gegenstromprinzip, Quelle: Anton Schweizer (2016), Online-Quelle [05.09.2016] (leicht modifiziert).	16
Abb. 11: Gleichstromprinzip, Quelle: Gamse (Hrsg.) (2014), S. 35 (leicht modifiziert).	17
Abb. 12: Gegenstromprinzip, Quelle: Gamse (Hrsg.) (2014), S. 36 (leicht modifiziert).	17
Abb. 13: Vergleich Gleichstromprinzip vs. Gegenstromprinzip, Quelle: Gamse (Hrsg.) (2014), S. 36 (leicht modifiziert).	18
Abb. 14: Rohrbündelwärmetauscher, Quelle: Apparate- und Anlagentechnik Nürnberg (2016), Online-Quelle [08.09.2016].	20
Abb. 15: Doppelrohrwärmetauscher, Quelle: Sunrise Process Equipments (2016), Online-Quelle [08.09.2016] (leicht modifiziert).	20
Abb. 16: Spiralwärmetauscher, Quelle: Alfa Laval (Hrsg.) (2016).	21
Abb. 17: Plattenwärmetauscher, Quelle: Therminox (2008), Online-Quelle [08.09.2016].	21
Abb. 18: Steuerung der Raumtemperatur, Quelle: Unbehauen (2008), S. 5.	23
Abb. 19: Regelung der Raumtemperatur, Quelle: Unbehauen (2008), S. 6.	24
Abb. 20: Einteilung von Reglern, Quelle: Eigendarstellung.	25
Abb. 21: 2-Punktregelung, Quelle: Sperlich (2000), Online-Quelle [14.09.2016] (leicht modifiziert).	25
Abb. 22: Sprungantwort eines Systems, Quelle: Unbehauen (2008), S. 207.	28
Abb. 23: Möglichkeiten der Temperaturbeeinflussung durch Ventile, Quelle: Samson (2007) S. 26.	29

Abbildungsverzeichnis

Abb. 24: Mischventil, Quelle: Samson (2007) S. 24 (leicht modifiziert).	30
Abb. 25: Verteilventil, Quelle: Samson (2007) S. 25.	30
Abb. 26: Grundschemata einer einfachen Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.	31
Abb. 27: Modell eines realen Prüfaufbaus, Quelle: Eigene Darstellung.	32
Abb. 28: Grundschemata einer einfachen Konditionieranlage – Mischelement am Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.	33
Abb. 29: Wärmeverlust einer Rohrleitung, Quelle: Eigene Darstellung.	35
Abb. 30: Konzept 1, Quelle: Eigene Darstellung.	36
Abb. 31: Konzept 2, Quelle: Eigene Darstellung.	37
Abb. 32: Konzept 3, Quelle: Eigene Darstellung.	38
Abb. 33: Konzept 3.1, Quelle: Eigene Darstellung.	39
Abb. 34: Konzept 3.1.1, Quelle: Eigene Darstellung.	40
Abb. 35: Konzept 3.2, Quelle: Eigene Darstellung.	41
Abb. 36: Konzept 3.3, Quelle: Eigene Darstellung.	42
Abb. 37: Konzept 4, Quelle: Eigene Darstellung.	43
Abb. 38: Konzept 5, Quelle: Eigene Darstellung.	44
Abb. 39: Konzept 6, Quelle: Eigene Darstellung.	45
Abb. 40: Konzept 6.1, Quelle: Eigene Darstellung.	46
Abb. 41: Detailliertes Konzept des Prototyps, Quelle: Eigene Darstellung.	49
Abb. 42: Produktfoto <i>Türk & Hillinger</i> Heizelement 1105688, Quelle: Türk&Hillinger (2016), Online-Quelle [20.11.2016].	52
Abb. 43: Produktfoto <i>Stasto</i> Schmutzfänger 4051508, Quelle: Stasto (2016), Online-Quelle [20.11.2016].	55
Abb. 44: Berechnungsergebnisse Alfa Laval, Quelle: APTEC Energietechnik GmbH.	56
Abb. 45: <i>Schubert & Salzer</i> Mischventil 7082, Quelle: Schubert&Salzer (2016), Online-Quelle [20.11.2016].	57
Abb. 46: Messprinzip Drucksensor, Quelle: WIKA (2016), Online-Quelle [26.11.2016].	59
Abb. 47: Pumpenkennlinie CY-4281-MK, Quelle: Eigene Darstellung.	61
Abb. 48: Produktfoto CY-4281MK, Quelle: Speck (2016), Online-Quelle [20.11.2016].	61
Abb. 49: Produktfoto <i>Siemens</i> VPI46, Quelle: Siemens (2016), Online-Quelle [20.11.2016].	62
Abb. 50: Ausbaustufe der Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.	64
Abb. 51: Frontansicht der Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.	65

Abbildungsverzeichnis

Abb. 52: Aufgeschnittenes Heizelement, Quelle: Eigene Darstellung.	66
Abb. 53: Ausgleichsbehälter, Quelle: Eigene Darstellung.	68
Abb. 54: Temperaturmessstelle in einer Rohrleitung, Quelle: Eigene Darstellung.	69
Abb. 55: SPS Module der Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.	70
Abb. 56: Schaltschrank des Prototyps, Quelle: Eigene Darstellung.	71
Abb. 57: Flussdiagramm Betriebsmodus, Quelle: Eigene Darstellung.	72
Abb. 58: Bedienoberfläche des Prototyps, Quelle: Eigene Darstellung.	73
Abb. 59: Schlauchleitungen, Quelle: Eigene Darstellung.	74
Abb. 60: Drosselventil und Zirkulationsleitung, Quelle: Eigene Darstellung.	74
Abb. 61: Sprungantwort der Heizung, Quelle: Eigene Darstellung.	75
Abb. 62: Regler Struktur, Quelle: Eigene Darstellung.	77
Abb. 63: Ventilkennlinie durch tanh() Funktion angenähert, Quelle: Eigene Darstellung.	78
Abb. 64: Rampenfahrt nur mit Ventilkennlinie ohne Regelung, Quelle: Eigene Darstellung.	79
Abb. 65: Rampenfahrt mit Ventilkennlinie und Regelung, Quelle: Eigene Darstellung.	80
Abb. 66: Sollwertsprünge, Quelle: Eigene Darstellung.	81
Abb. 67: Testaufzeichnung ohne Zirkulationsleitungen, Quelle: Eigene Darstellung.	82
Abb. 68: Testaufzeichnung mit Zirkulationsleitung, Quelle: Eigene Darstellung.	83
Abb. 69: Blockdiagramm der Regler Optimierung, Quelle: Eigene Darstellung.	85
Abb. 70: Nicht lineares Verhalten bei gleichen Regler Parametern, Quelle: Cooper (2015), Online-Quelle [27.11.2016].	86

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 2.1: Wärmeleitfähigkeit von diversen Materialien bei 20 °C, Quelle: Eigene Darstellung.	12
Tabelle 2.2: Wärmeübergangszahlen von diversen Medien, Quelle: Eigene Darstellung.	13
Tabelle 2.3: Wärmedurchgangszahlen von diversen Wärmetauschern, Quelle: Eigene Darstellung.	15
Tabelle 2.4: Spezifische Wärmekapazität üblicher Medien, Quelle: Eigene Darstellung.	19
Tabelle 3.1: Vor- und Nachteile Konzept 1, Quelle: Eigene Darstellung.	36
Tabelle 3.2: Vor- und Nachteile Konzept 2, Quelle: Eigene Darstellung.	37
Tabelle 3.3: Vor- und Nachteile Konzept 3, Quelle: Eigene Darstellung.	38
Tabelle 3.4: Vor- und Nachteile Konzept 3.1, Quelle: Eigene Darstellung.	39
Tabelle 3.5: Vor- und Nachteile Konzept 3.1.1, Quelle: Eigene Darstellung.	40
Tabelle 3.6: Vor- und Nachteile Konzept 3.2, Quelle: Eigene Darstellung.	41
Tabelle 3.7: Vor- und Nachteile Konzept 3.3, Quelle: Eigene Darstellung.	42
Tabelle 3.8: Vor- und Nachteile Konzept 4, Quelle: Eigene Darstellung.	43
Tabelle 3.9: Vor- und Nachteile Konzept 5, Quelle: Eigene Darstellung.	44
Tabelle 3.10: Vor- und Nachteile Konzept 6, Quelle: Eigene Darstellung.	45
Tabelle 3.11: Vor- und Nachteile Konzept 6.1, Quelle: Eigene Darstellung.	46
Tabelle 3.12: Bewertung der Konzepte, Quelle: Eigene Darstellung.	47
Tabelle 3.13: Komponenten und deren Hauptaufgaben, Quelle: Eigene Darstellung.	48
Tabelle 3.14: Symbole der verwendeten Komponenten, Quelle: Eigene Darstellung.	48
Tabelle 4.1: Technische Anforderungen an den Prototyp, Quelle: Eigene Darstellung.	50
Tabelle 4.2: Dichtwerkstoffe und deren Eigenschaften, Quelle: Eigene Darstellung.	51
Tabelle 4.3: Auflistung möglicher Heizelemente, Quelle: Eigene Darstellung.	52
Tabelle 4.4: Druckverlust in Rohrleitungen, Quelle: Eigene Darstellung.	54
Tabelle 4.5: Gesamtdruckverlust der Rohrleitungen, Quelle: Eigene Darstellung.	54
Tabelle 4.6: Gesamtdruckverlust von Winkel- und T-Elementen, Quelle: Eigene Darstellung.	55
Tabelle 4.7: Mögliche Regelventile, Quelle: Eigene Darstellung.	57
Tabelle 4.8: Gesamtdruckverlust der Anlage, Quelle: Eigene Darstellung.	60
Tabelle 4.9: Mögliche Förderelemente, Quelle: Eigene Darstellung.	60
Tabelle 4.10: Auflistung der Ausbaustufen und der zugehörigen Änderungsmaßnahmen, Quelle: Eigene Darstellung.	64
Tabelle 4.11: Gesamtvolumen der Konditionieranlage, Quelle: Eigene Darstellung.	67

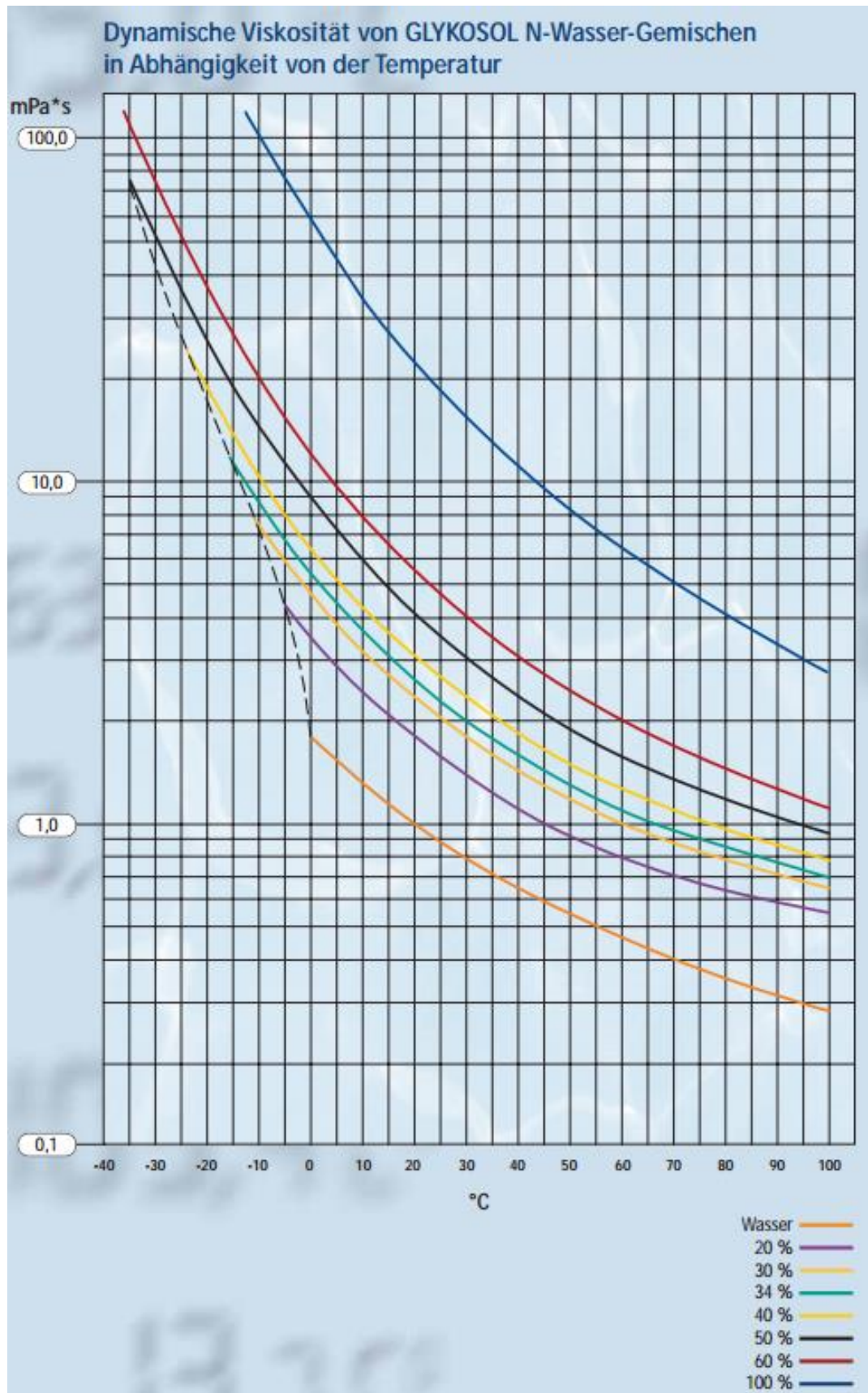
Tabellenverzeichnis

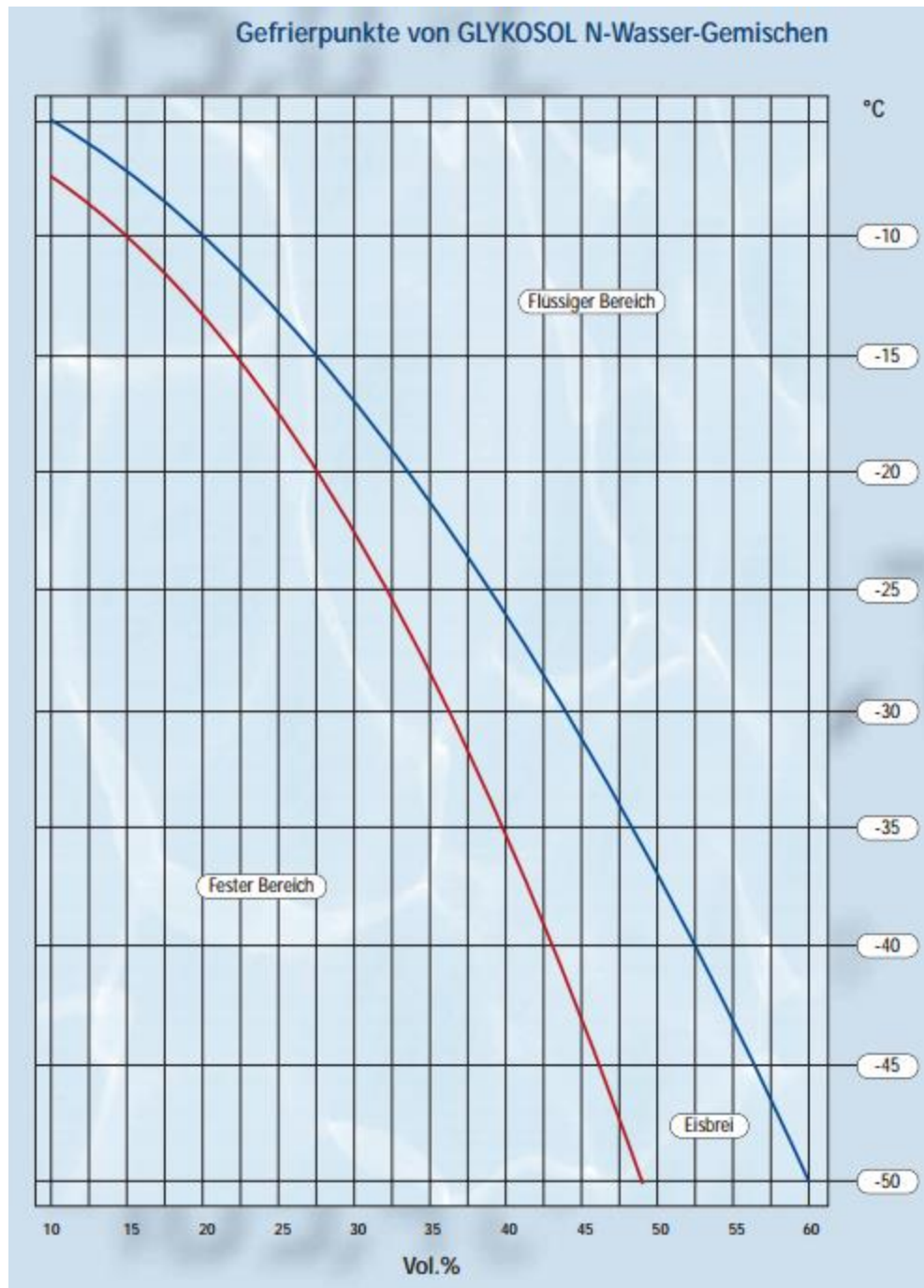
Tabelle 5.1: Beschreibung der Betriebsmodi, Quelle: Eigene Darstellung.....	73
---	----

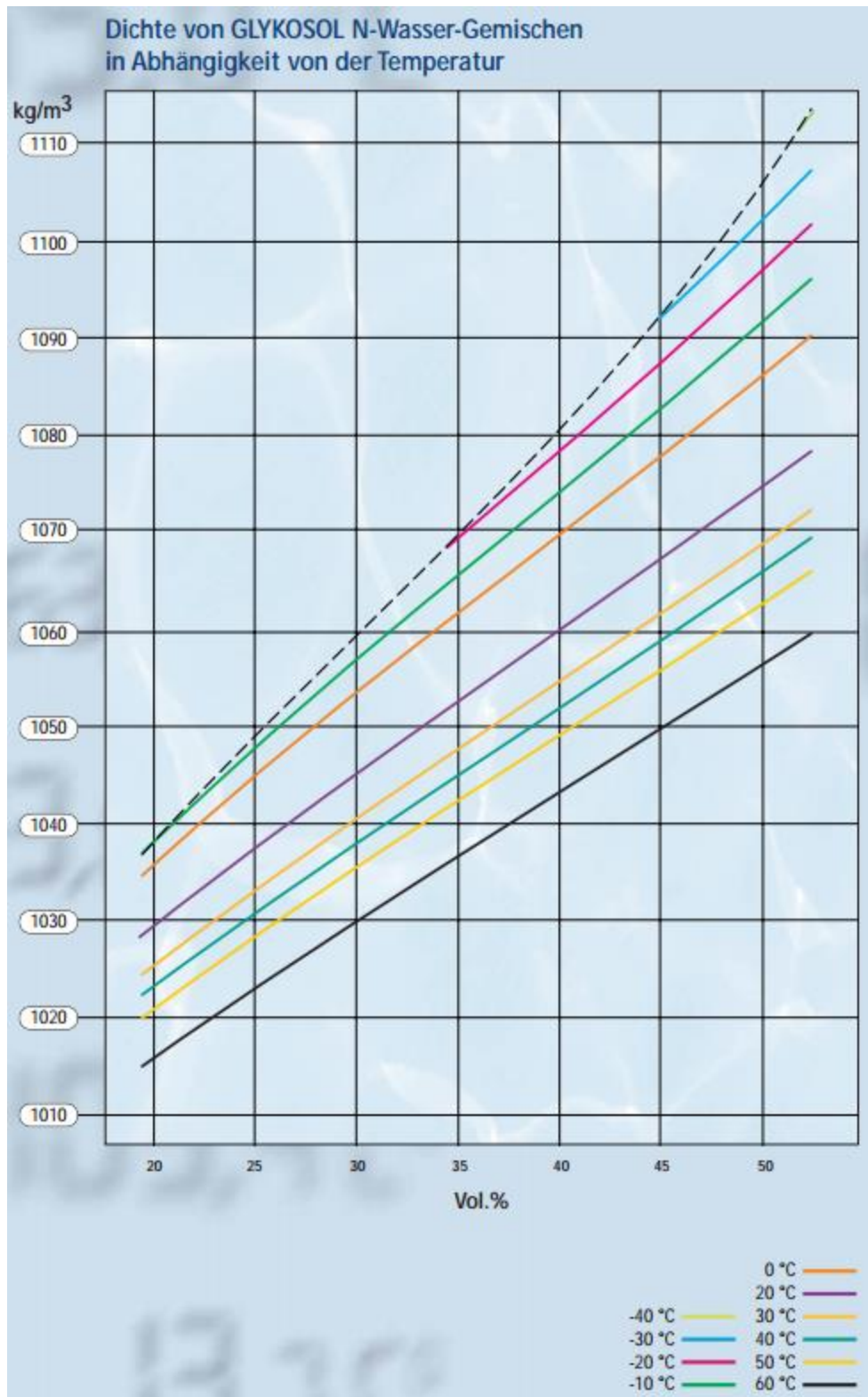
ANHANG 1: DATENBLÄTTER GLYKOSOL

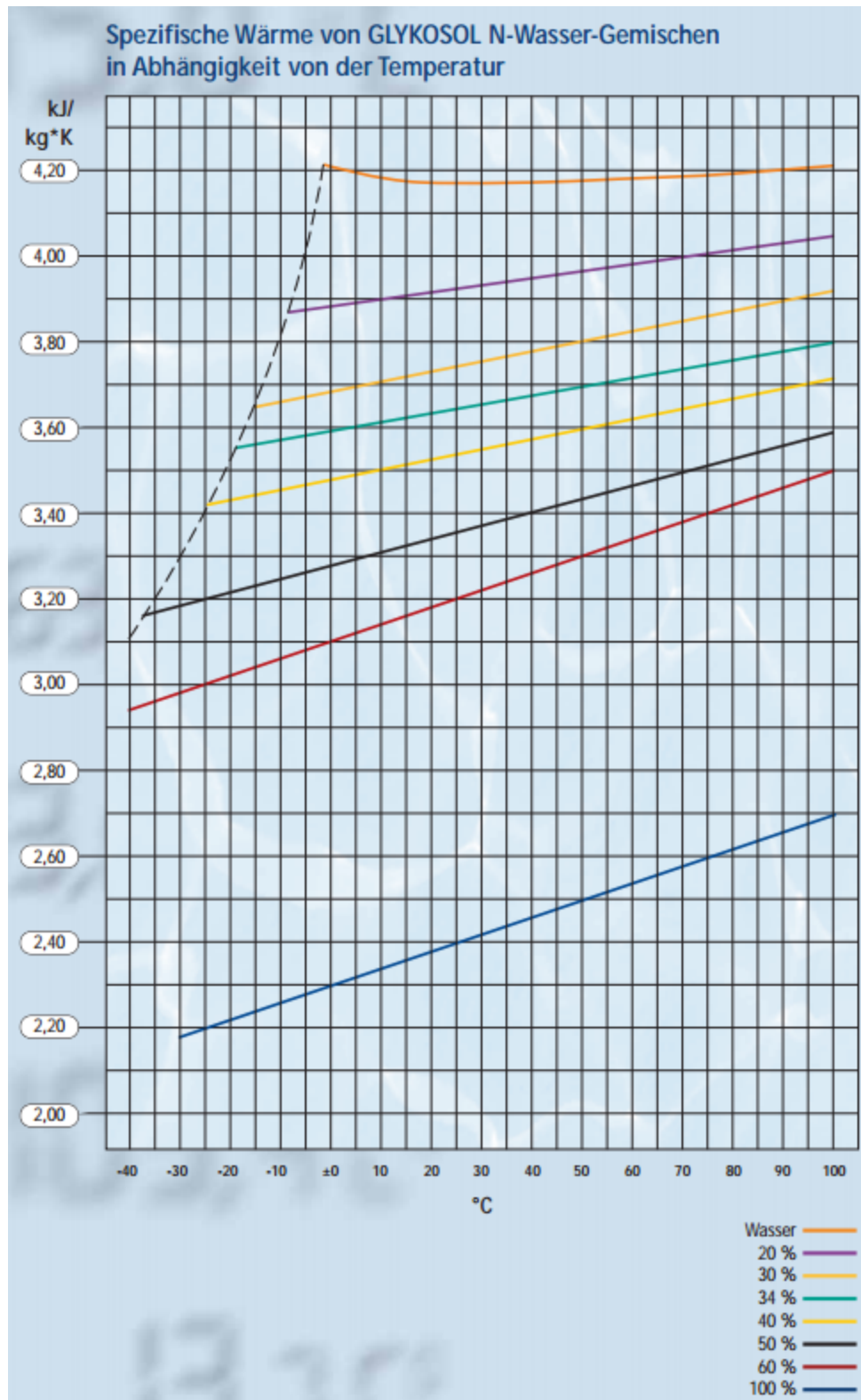
Frostschutz °C	Konzentration Vol. %	Temperatur °C	Dichte g/cm³	Wärmeleitfähigkeit W/m·K	spezifische Wärme kJ/kg K	dynam. Viskosität mPa·s	kinemat. Viskosität mm²/s	Prandtl-Zahl	relativer Druckverlust	rel. Wärmeübergangszahl
-8	20	-5.0	1.038	0.511	3.88	4.31	4.15	33	1.39	0.460
		0.0	1.036	0.513	3.88	3.47	3.35	26	1.31	0.510
		10.0	1.032	0.518	3.90	2.38	2.31	18	1.19	0.610
		20.0	1.028	0.523	3.91	1.74	1.69	13	1.10	0.710
		40.0	1.018	0.533	3.94	1.06	1.04	8	0.96	0.900
		60.0	1.008	0.543	3.96	0.71	0.70	5	0.86	1.090
-10	23	-10.0	1.045	0.497	3.81	6.02	5.76	46	1.52	0.380
		0.0	1.041	0.501	3.82	3.82	3.67	29	1.35	0.480
		20.0	1.033	0.509	3.85	1.91	1.85	14	1.13	0.670
		40.0	1.023	0.518	3.88	1.16	1.14	9	0.99	0.840
-15	29	60.0	1.012	0.526	3.91	0.78	0.77	6	0.89	1.020
		-15.0	1.058	0.475	3.68	9.56	9.04	74	1.72	0.300
		-10.0	1.056	0.476	3.68	7.33	6.94	57	1.61	0.340
		0.0	1.051	0.478	3.70	4.61	4.38	36	1.43	0.420
		10.0	1.047	0.481	3.72	3.13	2.99	24	1.29	0.510
		20.0	1.042	0.483	3.74	2.28	2.18	18	1.19	0.590
-20	34	40.0	1.032	0.489	3.78	1.39	1.35	11	1.04	0.750
		60.0	1.021	0.494	3.81	0.95	0.93	7	0.94	0.900
		80.0	1.009	0.501	3.85	0.65	0.65	5	0.85	1.070
		-20.0	1.068	0.459	3.56	15.24	14.27	118	1.95	0.240
		-10.0	1.064	0.460	3.58	8.64	8.12	67	1.68	0.310
		0.0	1.060	0.461	3.60	5.38	5.07	42	1.49	0.380
-25	39	10.0	1.055	0.462	3.62	3.63	3.44	28	1.35	0.460
		20.0	1.050	0.464	3.64	2.62	2.50	21	1.24	0.540
		40.0	1.040	0.466	3.69	1.60	1.54	13	1.08	0.680
		60.0	1.028	0.470	3.73	1.10	1.07	9	0.98	0.810
		80.0	1.016	0.473	3.77	0.77	0.76	6	0.89	0.950
		-25.0	1.079	0.446	3.44	25.39	23.53	196	2.23	0.180
-30	44	-20.0	1.077	0.446	3.45	18.23	16.93	141	2.05	0.210
		-10.0	1.073	0.446	3.48	10.19	9.50	79	1.76	0.280
		0.0	1.068	0.445	3.50	6.27	5.87	49	1.56	0.350
		10.0	1.063	0.445	3.52	4.20	3.95	33	1.40	0.420
		20.0	1.058	0.445	3.55	3.02	2.85	24	1.29	0.490
		40.0	1.047	0.446	3.60	1.83	1.75	15	1.13	0.620
-40	52	60.0	1.035	0.446	3.65	1.27	1.22	10	1.02	0.730
		80.0	1.022	0.447	3.70	0.90	0.88	7	0.93	0.850
		100.0	1.008	0.449	3.75	0.60	0.59	5	0.83	1.030
		-30.0	1.090	0.436	3.32	44.47	40.80	339	2.58	0.140
		-20.0	1.086	0.434	3.34	21.89	20.16	169	2.16	0.190
		-10.0	1.081	0.433	3.37	12.05	11.14	94	1.85	0.250
-50	58	0.0	1.076	0.431	3.40	7.32	6.80	58	1.63	0.320
		10.0	1.071	0.430	3.43	4.85	4.53	39	1.46	0.380
		20.0	1.066	0.429	3.45	3.46	3.25	28	1.34	0.450
		40.0	1.054	0.427	3.51	2.08	1.98	17	1.17	0.560
		60.0	1.042	0.425	3.56	1.45	1.39	12	1.06	0.660
		80.0	1.028	0.423	3.62	1.04	1.01	9	0.97	0.770
-50	58	100.0	1.014	0.422	3.68	0.71	0.70	6	0.87	0.920
		-40.0	1.109	0.426	3.11	148.10	133.59	1081	3.53	0.080
		-30.0	1.104	0.423	3.14	62.09	56.23	462	2.83	0.110
		-20.0	1.099	0.419	3.17	29.60	26.93	224	2.35	0.160
		-10.0	1.094	0.415	3.21	15.85	14.48	122	2.00	0.210
		0.0	1.089	0.412	3.24	9.41	8.64	74	1.75	0.270
-50	58	10.0	1.084	0.409	3.27	6.11	5.64	49	1.56	0.330
		20.0	1.078	0.405	3.30	4.29	3.98	35	1.43	0.390
		40.0	1.066	0.399	3.37	2.54	2.38	21	1.24	0.490
		60.0	1.052	0.393	3.43	1.76	1.67	15	1.12	0.580
		80.0	1.038	0.388	3.50	1.29	1.24	12	1.03	0.660
		100.0	1.023	0.382	3.56	0.90	0.88	8	0.93	0.770
-50	58	-50.0	1.124	0.426	2.94	562.86	500.91	3890	4.98	0.040
		-40.0	1.119	0.420	2.98	198.31	177.20	1404	3.83	0.060
		-30.0	1.114	0.415	3.01	80.73	72.44	585	3.05	0.100
		-20.0	1.109	0.410	3.05	37.49	33.80	278	2.51	0.140
		-10.0	1.104	0.405	3.08	19.61	17.76	149	2.12	0.190
		0.0	1.099	0.400	3.12	11.41	10.39	89	1.85	0.240
-50	58	10.0	1.093	0.395	3.15	7.29	6.67	58	1.65	0.300
		20.0	1.087	0.390	3.19	5.05	4.64	41	1.49	0.350
		40.0	1.074	0.381	3.26	2.93	2.73	25	1.29	0.440
		60.0	1.060	0.372	3.33	2.01	1.90	18	1.17	0.520
		80.0	1.045	0.364	3.41	1.48	1.42	14	1.07	0.590
		100.0	1.029	0.355	3.48	1.05	1.02	10	0.97	0.680

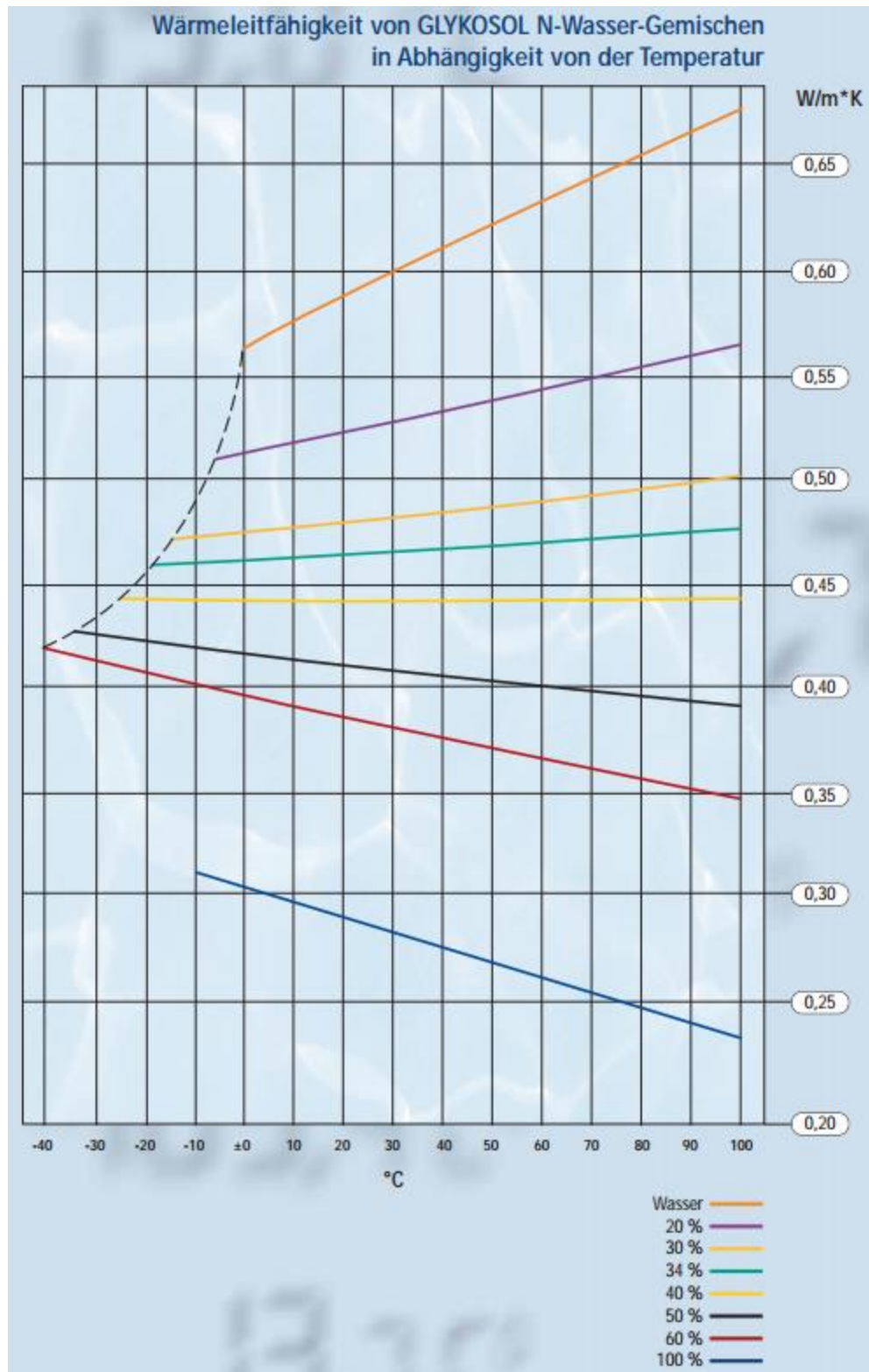
Diese Daten sind dem pro KUHLSOLE GmbH Berechnungsprogramm entnommen. Eventuelle, geringfügige Differenzen zu Werten aus anderen Tabellen und Diagrammen dieses Datenblattes, resultieren aus minimalen Rundungsabweichungen der implementierten Berechnungsformeln.

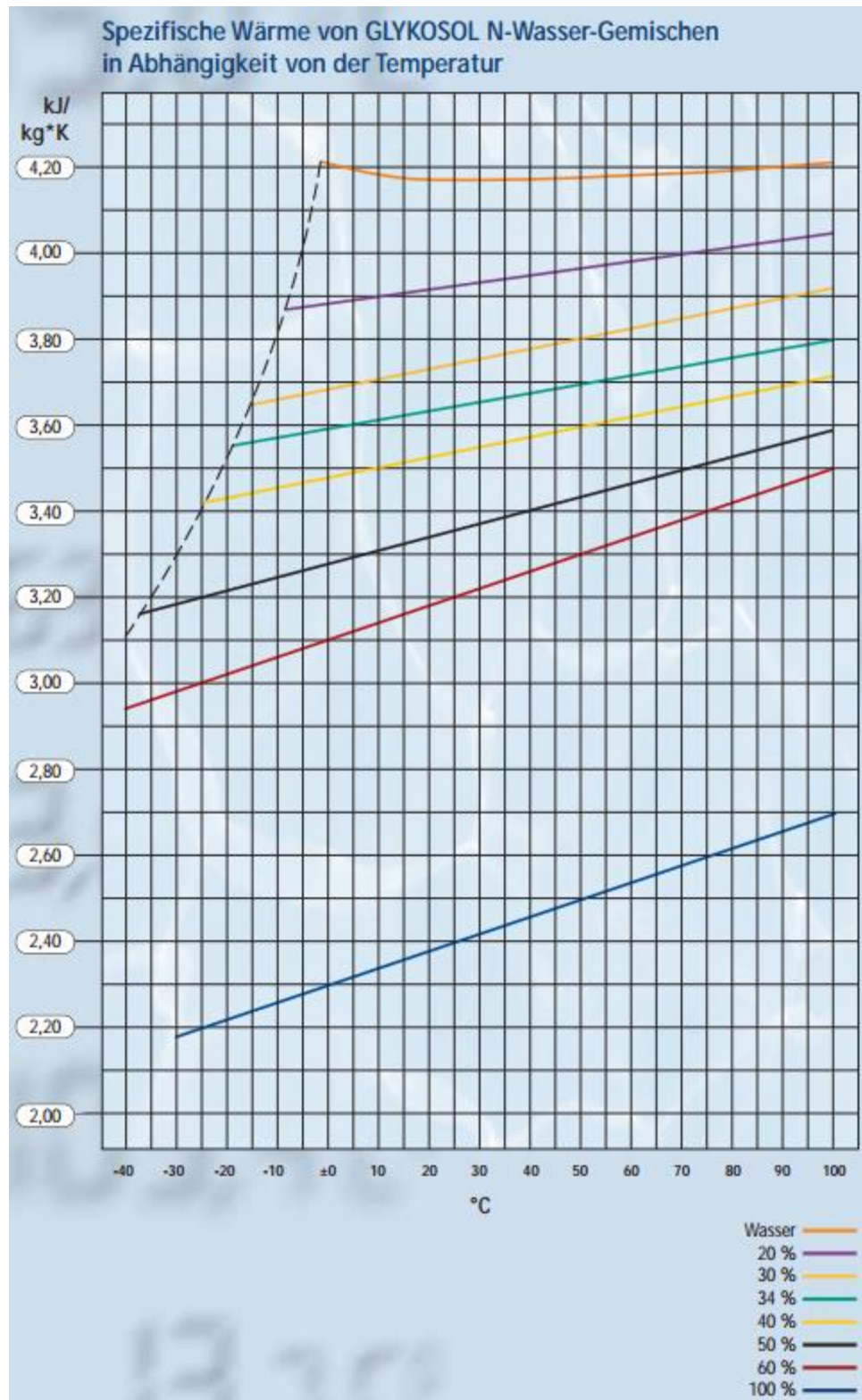


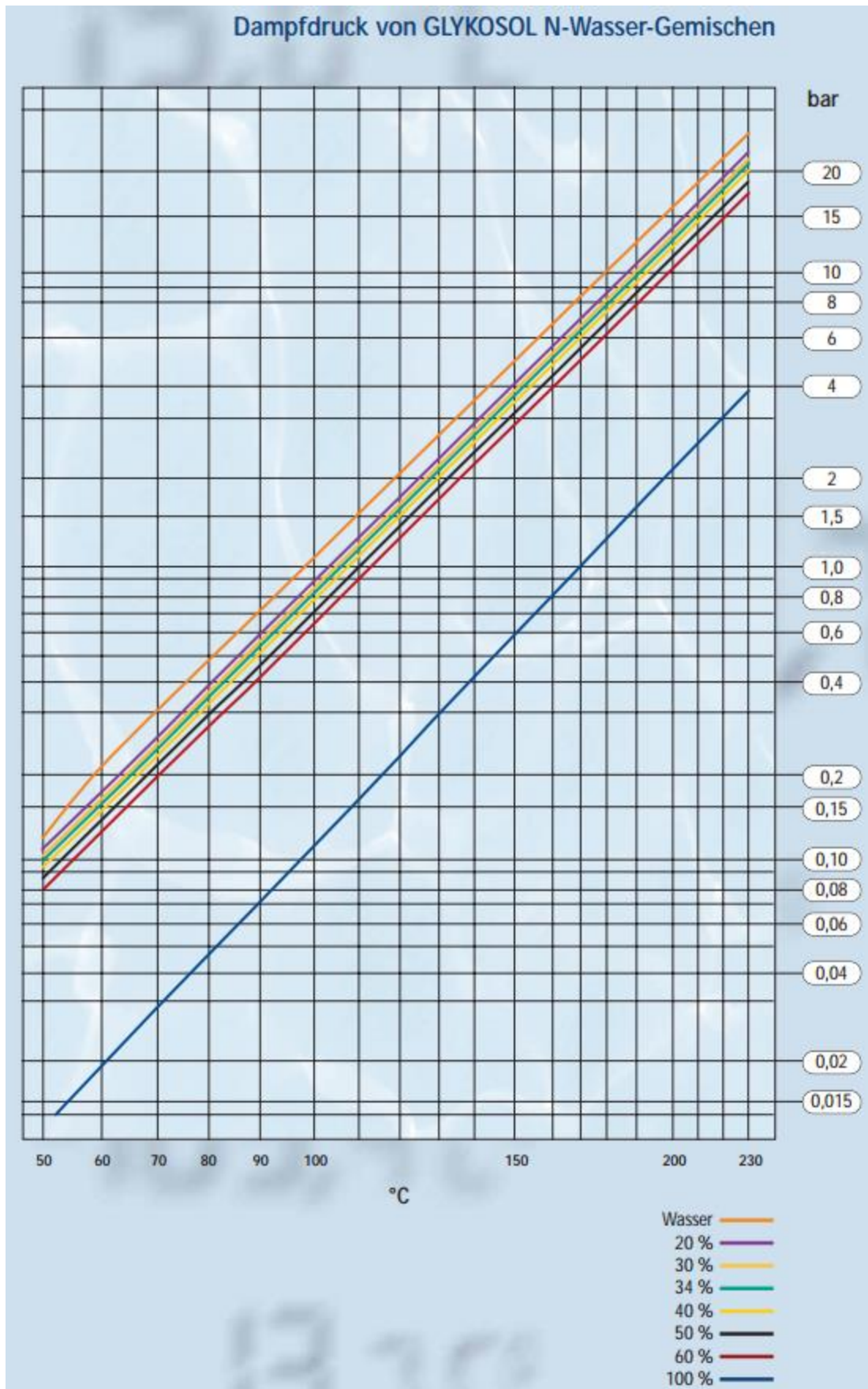


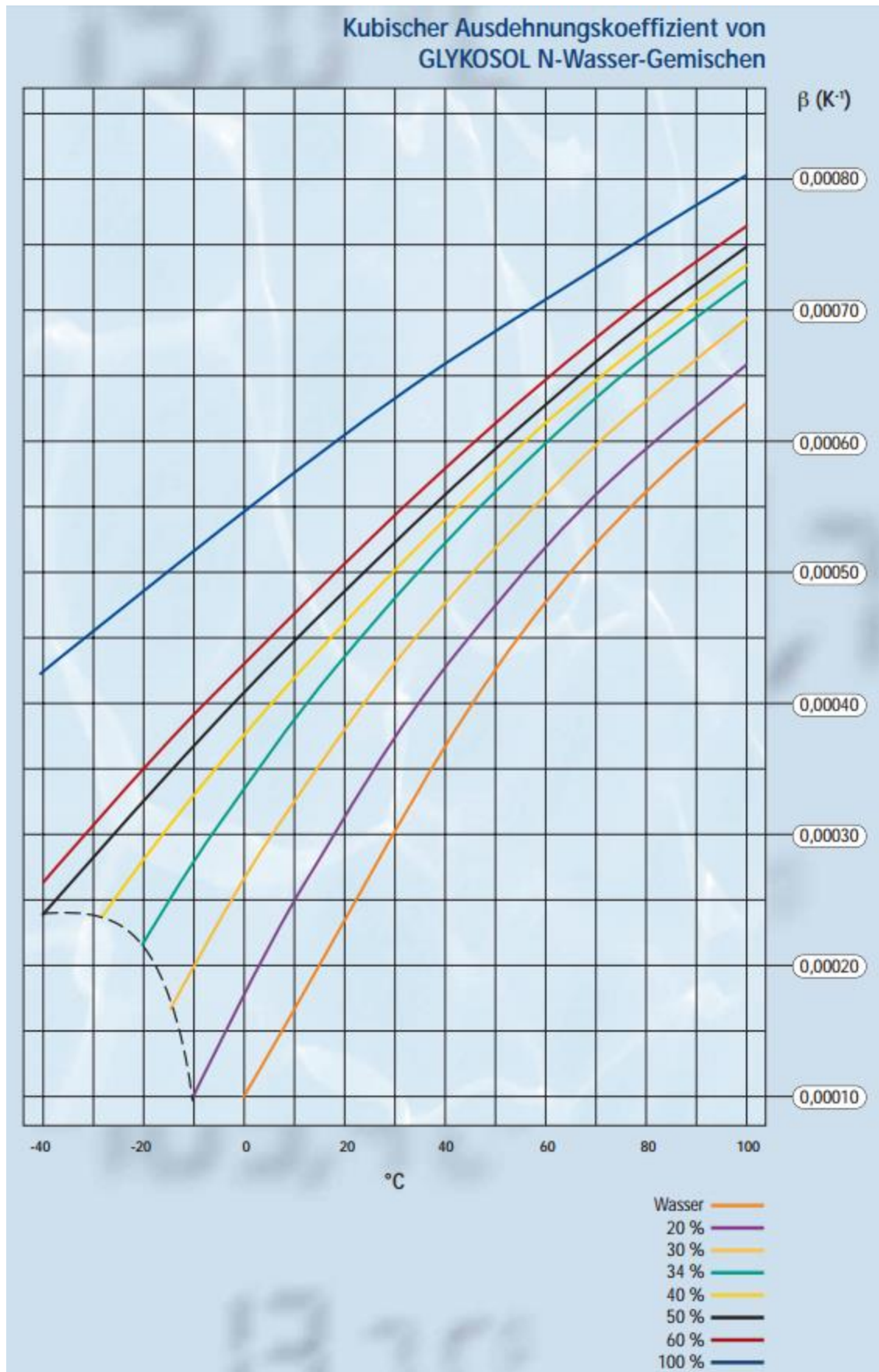












ANHANG 2: SYSTEMKOMPONENTEN

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T
Hersteller	Bild	Typ	Verschraubung	Rohrheizkörper	Kappe	Leistung	Oberflächenleistung	Temp. max.	Druck	Einbautiefe	unbeheizte Länge	Gewinde	Begrenzer	min	max	Regeltemp	Lieferzeit	Bemerkung	Preis
			Mat.	Mat.	Mat.	kW	W/m²	°C	bar	mm	mm	"	°C	°C	°C	°C	Tage		€
Türk + Hillinger		1105688	Edelstahl	Alloy 825	Kunststoff	7,5	10,4		6	550	100	1 1/2	140	32	110		7		155,0
Türk + Hillinger		1105712	Edelstahl	Alloy 825	Kunststoff	6			6	480	100	1 1/2	140	32	110		7		168,6
Türk + Hillinger		1105713	Edelstahl	Alloy 825	Kunststoff	9			6	660	100	1 1/2	140	32	110		7		169
Carlo Loysch		HTK600470	Edelstahl	Edelstahl	Kunststoff	6	9,4	110	10	470	40	1 1/2		30	110	außen			237
Lohmann		AP 650	Edelstahl	Edelstahl	Edelstahl	6	6,2	110	6	650	30	1 1/2		10	120	innen	35		255,0
Carlo Loysch		HTK600600	Edelstahl	Edelstahl	Kunststoff	6	7,1	110	10	600	40	1 1/2		30	110	außen			265
Esska		Sonder	Messing	Edelstahl	Kunststoff	6					50	1 1/2							268
Esska		1505639106480	Messing	Edelstahl	Kunststoff	7,5	5,6				50	1 1/2	140	30	110		25		290,2
Esska		1505639106479	Edelstahl	Edelstahl	Kunststoff	7,5	5,6				50	1 1/2	140	30	110		25		321,4
Schwarz		Sonder	Messing	Edelstahl	Edelstahl	6	5,03	110	6	850	120	1 1/2	150		-		35		328,5
Schwarz		Sonder	Messing	Edelstahl	Edelstahl	6	6,09	110	6	700	100	1 1/2	150		-		35		328,5
Schwarz		Sonder	Messing	Edelstahl	Edelstahl	6	6,09	110	6	700	100	1 1/2	140	30	110	innen	35		328,5
Schwarz		Sonder	Edelstahl	Edelstahl	Edelstahl	6	6,09	110	6	700	100	1 1/2	150		-		35		354,0
Esska		Sonder	Messing	Edelstahl	Kunststoff	12	3,3			1200	50	2		95	180		35		361,4
Lohmann		EPCB/60,0	Edelstahl	Edelstahl	Verzinkt	6	6,8	110	6	600	50	1 1/2	150		-		35		446,3
Jeka		Sonder	Edelstahl	Edelstahl	Kunststoff	6	-	110	-	580	100	2	110		-		42		464,2
Lohmann		EPCB/III/60,0	Edelstahl	Edelstahl	Verzinkt	6	5	110	6	600	50	2	150		-		35		526,0

Anhang 2: Systemkomponenten

1	A	B	C	D	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD
2	Hersteller	Volumenstrom	1.8	m³/h	Hub	Ø	H	Füllvol.	Kennlinie	Rückmeldeopt.	B	H	Ø	Material	Dichtsz	Min.	Max.	Anschluss	Druckverlust	Öffnungs.	Luftdurchs.	Gewicht	Ausstattung	Lieferzeit	Preis
3				Typ	mm	mm	mm	l			mm	mm	mm			°C	°C		bar	s	l/min	Kg		Tag	Euro
4	Schubert & Salzer			7082	14	116	346	0,070	linear	Klemmen	90	62	50	Edelstahl	PTFE	-30	200	Whitworth-Rohrgew.	0,08	1,2	-	4,7	2 Grenzwertgeber Option IPC Regler	14	1489
5	Gemü			312	-	96	198	0,125	linear	ohne Rückmeld.	150	112	105	Gauguss	PTFE	-10	180	Flansch	0,06	-	50	5,8	nur Stellungsregler	35	1066
6	Gemü			312	-	96	198	0,125	linear	Istwertausgang M12	150	112	105	Gauguss	PTFE	-10	180	Flansch	0,06	-	150	5,8	Mit Prozessregler PI	35	1124
7	Gemü			312	-	96	198	0,125	linear	Istwertausgang	150	112	105	Gauguss	PTFE	-10	180	Flansch	0,06	-	50	5,8	nur Stellungsregler	35	1160
8	Gemü			312	-	96	198	0,125	linear	Istwertausgang M12	150	112	105	Gauguss	PTFE	-10	180	Flansch	0,06	-	50	5,8	nur Stellungsregler	35	1242
9	Bürkert			PV6271	15	162	477	0,420	linear	Istwertausgang M12	150	70	105	Gauguss	metall.	-	250	Flansch	0,09	-	-	-	20 mit Boostventilen	56	2224
10	Bürkert			PV6271	15	162	477	0,420	linear	Istwertausgang M12	150	70	105	Edelstahl	metall.	-	250	Flansch	0,09	-	-	-	20 mit Boostventilen	56	3334
11	Samson			3323	15	168	346	0,180	linear	nicht möglich	150	80	105	Gauguss	metall.	-10	220	Flansch	0,08	-	-	-	LCD und Autotune (Stellungsregler)	-	1325
12	Samson			3323	15	168	346	0,180	linear	nicht möglich	150	80	105	Edelstahl	metall.	-10	220	Flansch	0,08	-	-	-	LCD und Autotune (Stellungsregler)	-	2006
13	Samson			3244	15	215	188	0,180	linear	möglich	150	80	105	Edelstahl	metall.	-50	300	Flansch	0,08	-	-	-	LCD und AutoT / Industrierausführung	-	3248

Anhang 2: Systemkomponenten

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	R	S
1	Hersteller	Bild	Typ	Gehäuse	LaufRad	O-Ring	Gleitringdichtung	Saug	Druck	Volumenstrom	Leistung	Drehzahl	Temp. min.	max.	Lieferzeit max.	Lieferant	Preis
2										m³/h	kW	1/min	°C	°C	Wochen		€
3	Speck		CY 4291 MX	Edelstahl	Edelstahl	Magnetkupplung	Magnet	3/4"	3/4"	3	1,8	1	2800	140	5	Tuma Pumpensystem	1680,0
4	Lowara		CEA 70/5/B-V	Edelstahl	Edelstahl	FPM	Kohle / Keramik	Rp 1 1/4	Rp 1	2,8	2,5	0,55	2850	-10	85	1 Xylem Water Solutions	371,8
5	Grundfoss		CRN 1-7 A-FGJ-G-E-HQQE	Edelstahl	Edelstahl	Magnetkupplung	Magnet	DN25	DN25	3,36	1,8	0,37	2873	-20	120	7 Signum	2400,34
6	Grundfoss		CRN 1-7 A-FGJ-G-E-HQQE	Edelstahl	Edelstahl	EPDM		DN25	DN25	3,36	1,8	0,37	2873	-20	120	7 Signum	665,86
7	Grundfoss		CM3-4 A-R-I-E-AQQE	Edelstahl	Edelstahl	EPDM		Rp 1	Rp 1	2,74	3,1	0,46	2900	-20	90	8 Signum	326,9
8	Grundfoss		CM1-6 A-R-I-E-AQQE	Edelstahl	Edelstahl	EPDM		Rp 1	Rp 1	3,63	1,7	0,46	2900	-20	120	7 Signum	297,3
9	Grundfoss		CM3-4 A-R-A-E-AQQE	Grauguß	Edelstahl	EPDM		Rp 1	Rp 1	2,77	3,1	0,46	2900	-20	90	8 Signum	236,4
10																	